



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO
TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

ATTE HOKKANEN
KITKAVÄSYMISEN KOKEELLINEN TARKASTELU
RUUVILIITOKSESSA
Diplomityö

Tarkastaja: Prof. Arto Lehtovaara

Tarkastaja ja aihe hyväksytty
Teknisten tieteiden tiedekunta-
neuvoston kokouksessa
8. lokakuuta 2014

TIIVISTELMÄ

TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Konetekniikan koulutusohjelma

HOKKANEN, ATTE: Kitkaväsymisen kokeellinen tarkastelu ruuviliitoksessa

Diplomityö, 88 sivua, 3 liitesivua

Maaliskuu 2014

Pääaine: Koneiden ja järjestelmien suunnittelu

Tarkastaja: Professori Arto Lehtovaara

Avainsanat: Kitkaväsyminen, värähtelykuluminen, fretting, ruuviliitos

Nykyaikaisessa koneenrakennuksessa pyritään jo suunnitteluvaiheessa ottamaan huomioon mahdollisimman tarkkaan koneenosien käytönaikainen kuormitustilanne ja käyttöolosuhteet. Kitkaväsyminen on monimutkainen ilmiö, joka asettaa suuria haasteita dynaamisesti kuormitettujen koneenosien liitoksissa. Yhä tehokkaammat tietokoneet mahdollistavat yksityiskohtaisempien ja tarkempien simulaatiomallien käytön myös väsymistarkasteluissa. Tämän diplomityön tavoitteena oli kehittää koejärjestely ruuviliitoksen kitkaväsymisen tutkimiseen, sekä selvittää mittauksin liitoksessa vallitsevaa kitkaväsymismekanismia ja keskeisten parametrien vaikutusta kitkaväsymisikään.

Työn teoriaosuudessa on käyty läpi ruuviliitoksen mitoituksen perusteita, sekä kirjallisuustietoa ruuviliitoksen kitkaväsymisestä. Soveltavassa osuudessa kehitettiin koejärjestely ruuviliitoksen kitkaväsymisen tutkimiseen, jossa hyödynnettiin olemassa olevaa koelaitetta. Koejärjestely perustuu kahteen toisiinsa pulttiliitoksella kiinnitettyyn koe-palkkiin, joita kuormitetaan taivuttamalla. Pulttiliitoksen esikivistysvoimaa, palkkien jännityksiä ja taivutusamplitudia voidaan mitata jatkuvasti testin aikana. Suunnittelutyön tuloksena syntynyttä koejärjestelyä voidaan pitää onnistuneena.

Kehitetyllä koejärjestelyllä suoritettujen mittausten avulla tarkasteltiin keskeisten parametrien vaikutusta väsymisikään, sekä kartoitettiin kitkaväsymisen vauriomekanismia säröjen ja kulumisjälkien avulla. Testeissä havaittiin esikivistysvoiman pienentämisen nostavan väsymisikää. Sama vaikutus havaittiin myös kosketusalueen kasvattamisella, joka toteutettiin aluslevyn halkaisijaa suurentamalla. Vauriokäyttäytymistä tutkimalla havaittiin paikallisten adhesiivisten liitosten voimakas liitospintaa vaurioittava vaikutus jo hyvin aikaisessa vaiheessa kuormitushistoriaa. Vauriopinnoista löydettiin myös todisteita paikallisista kitkaolosuhteiden muutoksista kuormitushistorian aikana, joka havaittiin kulumisena ja alkusäröjen muodostumisena lopullisen vauriokohdan ulkopuolella.

ABSTRACT

TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

Master's Degree Programme in Mechanical Engineering

HOKKANEN, ATTE: Experimental analysis of fretting fatigue in bolted joints

Master of Science Thesis, 88 pages, 3 Appendix pages

March 2014

Major: Design of Machines and Systems

Examiner: Professor Arto Lehtovaara

Keywords: Fretting fatigue, fretting wear, bolted joint, test device

In modern mechanical engineering the goal is to consider detailed operation conditions in early stage of product development. Fretting fatigue is complex phenomenon that causes challenges in joints of dynamically loaded assemblies. More efficient computers allow more detailed and more accurate simulation models to be used in fatigue verifications. The objective of the thesis was to develop a test setup to investigate the effect of the key parameters of a bolted joint to fretting fatigue life and fatigue mechanism.

The theoretical part of the study consists of the theory of design process of bolted joints. Also literature of fretting fatigue in bolted joints is reviewed. In the experimental part a test setup for fretting fatigue tests for bolted joint was developed which was used in the existing test device. The test setup is based on two specimen beams exposed to bending load which are coupled with a bolted joint. The preload force of the bolt, bending stresses of the specimen beams and displacement amplitude can be measured continuously during test. The result of the development process can be considered a success.

The impact on fretting fatigue life of the key parameters was explored by the measurements. Also the damage mechanism was explored by crack initiation locations and surface wear marks. The tests revealed that reducing preload of the bolt increases fatigue life. The same effect was also observed when the contact area was increased which was carried out by increasing the diameter of the washer. When exploring the damage behavior, adhesive wear was discovered already in early stage of loading history. Evidences of local changes in friction were found at the damaged surface. In some cases visible cracks initiated outside the final fracture site.

ALKUSANAT

Tämä diplomityö on tehty Tampereen teknillisessä yliopistossa Materiaaliopin laitoksella osana Tekesin, sekä yhteistyöyritysten rahoittamaa SCarFace-tutkimusprojektia. Projektissa mukana ovat Tampereen teknillinen yliopisto, Aalto-yliopisto, VTT, Wärtsilä Finland Oy, Global Boiler Works Oy, sekä Nome Oy.

Haluan kiittää kaikkia projektin osapuolia mielenkiintoisesta diplomityöaiheesta.

Professori Arto Lehtovaaraa kiitän työni ohjauksesta ja tarkastamisesta.

Kiitokset osoitan myös DI Janne Juoksukankaalle avusta koejärjestelyn kehittämisessä, sekä koelaitteen käytön ohjauksessa.

Kiitokset myös TkT Juha Miettiselle, sekä DI Jouko Hintikalle avusta mittalaitteiden käytössä ja mittausjärjestelyjen kehittämisessä.

Tampereella 30.01.2015

Atte Hokkanen
Tekniikankatu 16C 153
33720 Tampere

SISÄLLYS

Abstract	iii
Lyhenteet ja merkinnät.....	vii
Termit ja määritelmät	viii
1 Johdanto	1
2 Ruuviliitos	2
2.1 Kierteen mekaniikka ja liitoksen kiristys	2
2.2 Ruuviliitoksen osat.....	7
2.3 Ruuvin väsyminen.....	8
2.3.1 Ruuvin ja alustan joustavuus	9
2.4 Liitoksen kiinni pysyminen.....	12
3 Kitkaväsyminen ja värähtelykuluminen.....	15
3.1 Värähtelykuluminen.....	15
3.2 Kitkaväsyminen.....	16
3.3 Kosketusteoriaa	18
3.4 Kitkaväsyminen ruuviliitoksessa	20
4 Koejärjestelyn suunnittelu.....	24
4.1 Vaatimukset ja toiveet.....	24
4.2 Nykyinen koelaiterakenne.....	25
4.3 Konseptivaihtoehdot	27
4.3.1 Kaksi päällekkäistä palkkia	27
4.3.2 Kolme päällekkäistä palkkia	31
4.3.3 Kaksi rinnakkaista palkkia.....	32
4.4 Palkin normaaliväsymisen tarkastelu	33
4.5 Pultin mitoitus ja väsymistarkastelu	34
4.6 Alustavat testit.....	37
4.7 Parannukset ennen varsinaista koetoimintaa.....	40
4.7.1 Pultin esikiristysvoiman mittausjärjestely	40
4.7.2 Kammen kiinnitin	42
4.7.3 Koepalkin valmistustekniikka.....	43
4.8 Testisarjojen rakennevariaatiot	44
4.8.1 Aluslevyn koon kasvattaminen	44
4.8.2 Reiän paikan muuttaminen	46
5 Mittaukset ja tulosten tarkastelu.....	48
5.1 Testimatriisi	48
5.2 Analysointimenetelmät	48
5.2.1 Jännitysamplituditasot ja esikiristys	49
5.2.2 Väsymisrajat	51
5.3 Ensimmäinen testisarja, referenssimittaukset	52
5.4 Toinen testisarja, toistomittaukset.....	56

5.5	Kolmas mittausarja, aluslevyn koko.....	58
5.6	Neljäs mittausarja, reiän paikka	60
5.7	Viides mittausarja, syklimäärätestit.....	61
5.8	Pintojen vauriokäyttäytyminen	62
5.8.1	Säröjen ydintymiskohtien tarkastelu.....	62
5.8.2	Pintojen vauriotarkastelu, sarjat 1 ja 2.....	64
5.8.3	Pintatarkastelut, sarja 3, aluslevy D24.....	71
5.8.4	Pintatarkastelut, sarja 4, reiän paikka	74
5.8.5	Pintatarkastelut, syklimäärätestit	77
6	Jännitystilän tarkastelu	83
6.1	Simulointimalli ja jännitykset	83
7	Yhteenveto	87
	Lähteet.....	89

LYHENTEET JA MERKINNÄT

A_{red}	Korvauslieriön poikkipinta-ala
A_s	Ruuvien jännityspinta-ala
C	Liitoksen lisävoimasuhde
D_{km}	Keskimääräinen kitkan vaikutusympyrän halkaisija kannan alla
d_2	Kierteen kylkihalkaisija
E	Materiaalin kimmokerroin
F_n	Kierteen normaalivoima
F_s	Ruuvien esikiristysvoima
F_u	Kierteen tangentiaalivoima
$F_{0,2}$	0,2-venymärajan jännitystä vastaava aksiaalivoima
I_z	Neliömomentti
k_p	Alustan jousivakio
k_s	Ruuvien jousivakio
l_K	Liitososien yhteenlaskettu paksuus
M_A	Kokonaiskiristysmomentti
M_g	Kierteen kitkan muodostama momentti
M_i	Liitosta avaava momentti
M_k	Kannan ja alustan välisen kitkan muodostama momentti
M_{tz}	Palkin taivutusmomentti z-akselin suhteen
M_μ	Ruuvien aukikiertymistä vastustava kitkamomentti
P	Kierteen nousu
Q	Leikkausvoima
R	Taivutettavan palkkiparin työntövoima
S_z	Palkin staattinen momentti
W_p	Ruuvien vääntövastus
α	Kierteen kylkikulma
γ	Kierteen nousukulma
σ_{ASG}	Ennen lämpökäsittelyä valssatun ruuvien väsymisraja-amplitudi
σ_{ASV}	Lämpökäsittelyn jälkeen valssatun ruuvien väsymisraja-amplitudi
μ_g	Kierteen kitkakerroin
μ_k	Ruuvien (tai mutterien) kannan ja alustan välinen kitkakerroin
σ_M	Ruuvien pienimmän poikkileikkauksen aksiaalijännitys
σ_{red}	Ruuviin kiristyksen aikana muodostuva aksiaali- ja leikkausvoimasta muodostuva jännitys
τ	Leikkausjännitys

TERMIT JA MÄÄRITELMÄT

DIC	Digitaalinen kuvakorrelaatio
Vapaa puoli	Koepalkin se puoli, josta taivutuskuormitus tuodaan
Kiinteä puoli	Koepalkin se puoli, joka on puristettuna paikoilleen koelaitteen runkoon
N1-syklimäärä	Syklimäärä, jonka jälkeen säröytyminen on havaittavissa koepalkin jännitysarvoista
N2-syklimäärä	Lopulliseen vaurioitumiseen johtanut syklimäärä
Pulttiliitos	Ruuvi-mutteriparin liitos
Ruuviliitos	Ruuvi-kierre-reikäliitos, myös yleisnimitys kaikille ruuviliitoksille

1 JOHDANTO

Kitkaväsyminen on dynaamisesti kuormitetuissa koneenosien liitoksissa esiintyvä haitallinen ilmiö, joka voi lyhentää osien elinikää huomattavasti. Kitkaväsymistä esiintyy kohteissa, jossa vaihtelevan kuormituksen alaiset osat pääsevät luistamaan toisiaan vasten hyvin pienellä amplitudilla. Tyypillisiä esimerkkejä kitkaväsymiselle alttiista kohteista ovat akselien ahdistussovitteet, sekä ruuvi- ja niittiliitokset. Ongelmallisen kitkaväsymisestä tekee sen tapahtuminen liitosten sisällä, jolloin sitä ei usein pystytä havaitsemaan ilman liitoksen purkamista, tai osien rikkoutumista.

Erityisen haitallinen vaikutus kitkaväsymisellä on lujille nuorrutusteräksille, joiden käyttö raskaasti kuormitetuissa koneenosissa on yleistä. Kitkaväsymiselle alttiina olevissa liitoksissa niiden kestoikä voi olla huomattavasti lyhempi, kuin normaaliväsymisen tapauksissa, joka asettaa haasteita suunnittelutyölle. Haastetta lisää kitkaväsymismekanismin monimuotoisuus, josta osittain johtuu kitkaväsymisen verrattain vähäinen tuntemus verrattuna normaaliväsymiseen. Nykyaikana koneenrakennuksessa ei kuitenkaan voida turvautua pelkästään käyttämään suuria varmuuksia väsymiskestävyyden varmistamiseksi. Kitkaväsymistä voidaan hallita esimerkiksi kosketuspintojen pintakäsittelyillä ja liitosgeometrian optimoinnilla, sekä suunnittelun ja mitoituksen tukena käytettävillä numeerisilla laskentamalleilla.

Tämän diplomityön tavoitteena oli kehittää koejärjestely ruuviliitoksen kitkaväsymisen tutkimiseen, sekä selvittää mittauksin liitoksessa vallitsevaa kitkaväsymismekanismia ja keskeisten parametrien vaikutusta kitkaväsymisikään.

Työ alkoi kitkaväsymisen ja ruuviliitoksen teoriaan tutustumisella, sekä alan kirjallisuusselvityksellä. Suunnitteluvaiheen, mallinnuksen ja alustavien testien avulla kehitettiin sopiva koejärjestely ja koepalageometria. Tämän jälkeen aloitettiin koetoiminta, jolla tutkittiin ruuviliitoksessa tapahtuvaa kitkaväsymistä, sekä keskeisten parametrien, kuten esikiristyksen, pintapainejakauman ja luistoamplitudin vaikutusta kitkaväsymisikään. Yksi koesarja ajettiin myös vauriomekanismin etenemisen selvittämiseksi. Tulosten tarkastelu suoritettiin S-N-käyrien muodossa ja pintojen vauriotarkasteluilla. Lopuksi suoritettiin jännitysten tarkastelu FE-analyysillä, sekä tehtiin tulosten yhteenveto.

Tämä diplomityö tehtiin osana SCarFace-projektia Tampereen teknillisen yliopiston Materiaaliopin laitoksella. Projektin tavoitteena on koetoiminnan ja mallinnuksen kautta parantaa kitkaväsymis-ilmiön tuntemusta ja kehittää siihen liittyviä laskenta- ja suunnittelumenetelmiä.

2 RUUVILIITOS

Ruuviliitos on yleisesti käytetty kiinnitysmenetelmä purettaviksi tarkoitetuissa liitoksissa. Ruuviliitoksen toiminta perustuu yleisimmin ruuvin vetojännityksen hyödyntämiseen joko aksiaalisesti, tai liitettävien osien kitkan kautta. Joissain liitoksissa ruuvia kuormitetaan rungolta myös leikkausvoimalla.

Tässä luvussa esitellään ruuviliitoksen keskeisimmät mitoituskriteerit, mekaaniset ominaisuudet, sekä tämän työn kannalta oleelliset piirteet. Ruuviliitokseen liittyy sinänsä yksinkertaisten kiinnityselinten lisäksi monia asennuksen ja liitoksen toimivuuden kannalta haastavia ilmiöitä, kuten vaihtelevat kitkaolosuhteet ja pintojen tasoittuminen. Tarkastelu keskittyy koneruuveihin, joten tarkastelun ulkopuolelle on jätetty esimerkiksi puu- ja peltiruuvit.

2.1 Kierteen mekaniikka ja liitoksen kiristys

Ruuvikierteen muodon määrittää avaruuskäyrä, joka muodostuu, kun piste liikkuu sylinterin pinnalla siten, että pisteen kulmanopeus sylinterin akselin ympäri, sekä nopeus akselin suunnassa ovat vakioita. Kun z-akseli on sylinterin akselin kanssa yhtenevä, voidaan ruuviviivan yhtälö suorakulmaisessa koordinaatistossa kirjoittaa vastaavan sylinterin halkaisijan d , sekä kierteen nousun P avulla seuraavasti [Airila 2010]

$$x = \frac{d}{2} \cos \varphi \quad (2.1)$$

$$y = \frac{d}{2} \sin \varphi \quad (2.2)$$

$$z = \frac{\varphi}{2\pi} P \quad (2.3)$$

Puhuttaessa kierteen noususta P , tarkoitetaan sitä matkaa, jonka z -koordinaatti muuttuu yhden kierroksen, eli kulman 2π aikana. Muutamia erikoistapauksia lukuun ottamatta kiinnitysruuveissa kierteen nousu on vakio. Muuttuvanousuisia kierteitä käytetään mm. silloin, kun halutaan kierteessä tiivistävä vaikutus, tai halutaan nousun muutoksella tasata kierrekierroksien kuormankantoa.

Suomessa ja Euroopassa yleisimmin käytetyt kiinnitysruuvit ovat standardoituja metriisiä ISO-kierteitä. Tärkeimmät kierteen standardoidut mitat ovat nousu, kylkikulma, peruskolmion korkeus sekä kierteen harjan ja pohjan muoto. Metristen kiinnitysruuvien

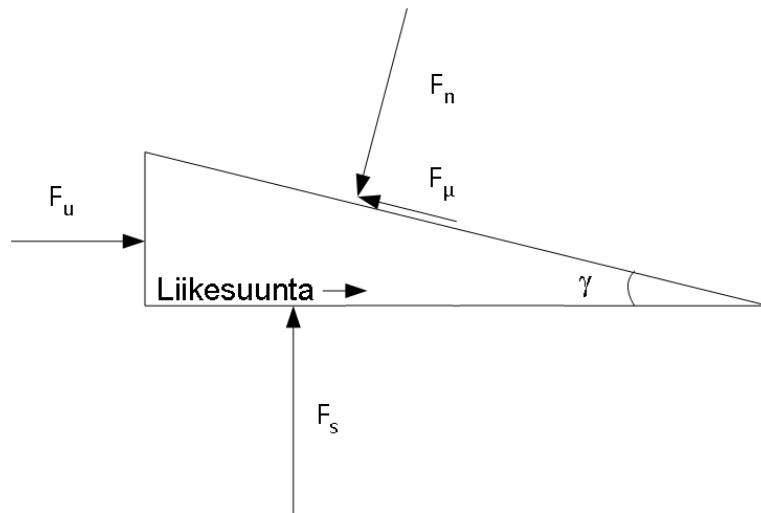
kierteen nousuissa on käytössä kaksi sarjaa, vakio- ja taajakierre, joista nimensä mukaan vakiokierre on yleisemmin käytössä. Taajakierrettä käytetään lähinnä silloin, kun ainepaksuudet ovat ohuita, tai ruuvilla on tarkoitus toteuttaa esimerkiksi tarkkoja välyksen säätöjä.

Kiinnitysruuvien kylkikulmat (α) ovat niin tuuma-, kuin metrisarjan ruuveissa aina suurempia kuin nolla. Tällaisen ruuvin kiristämisenä pätee tasapainoyhtälöt differentiaalisien kierreaktion voimille yhtälöparilla [Airila 2010]:

$$dF_u - \mu_g * dF_n \cos \gamma - dF_n \cos \frac{\alpha_n}{2} \sin \gamma = 0, \quad (2.4a)$$

$$dF_s - \mu_g * dF_n \sin \gamma - dF_n \cos \frac{\alpha_n}{2} \cos \gamma = 0, \quad (2.4b)$$

jossa F_s on ruuvin aksiaalivoima, F_u tangentialivoima, F_n normaalivoima kiertessä ja γ on kierteen nousukulma kuvan 1 mukaisesti.



Kuva 1. Kiertessä vaikuttavat aksiaali- ja kehävoimat kiristuksen aikana.

Kiertessä muodostuu kiristuksen aikana liikesuunnan vastainen kitkamomentti

$$dM_g = \frac{1}{2} d_2 * dF_u \quad (2.5)$$

, jossa d_2 on ruuvikierteen kylkihalkaisija. Kun oletetaan, että kitkakerroin ja kylkikulma eivät muutu ruuvin aksiaalivoiman kasvaessa, ts. oletetaan että ruuvin plastiset muodonmuutokset ovat mitättömän pieniä, saadaan integroimalla kaavojen 2.4a ja 2.4b avulla kiertessä muodostuvaksi kiristystä vastustavaksi vääntömomentiksi M_g :

$$M_g = \frac{d_2}{2} * \frac{\mu_g + \cos \frac{\alpha_n}{2} \tan \gamma}{-\mu_g \tan \gamma + \cos \frac{\alpha_n}{2}} * F_s \quad (2.6)$$

Koska kaikissa metrisissä ISO-kierteissä käytetään kylkikulmaa $\alpha=60^\circ$, voidaan kierteen kitkamomentti M_g kiristuksen aikana yksinkertaistaa muotoon

$$M_g = \frac{1}{2} d_2 * F_s (1,155 * \mu_g + \frac{P}{\pi d_2}) \quad (2.7)$$

Tämä siis vastaa kierteessä syntyvää kitkavoimaa, eikä se ota huomioon mutterin kannan alla syntyvää kitkamomenttia. Todellinen asennuksen aikainen kitkahäviö riippuu siis sekä kierteen, että kannan kitkakertoimista, jotka voivat olla toisistaan merkittävästi poikkeavat. Siksi kannan alla muodostuva liikettä vastustava momentti M_k lasketaan omalla kitkakertoimellaan μ_k seuraavasti

$$M_k = \frac{1}{2} \mu_k * D_{km} * F_s \quad (2.8)$$

jossa D_{km} on kannan (mutterin, tai ruuvin) keskimääräinen kitkamomentin vaikutuspyrjän halkaisija. Asennuksen aikainen kiristysmomentti M_A on summa kierteessä ja kannan, tai mutterin alla syntyvästä kitkamomentista

$$M_A = M_g + M_k. \quad (2.9)$$

Saavutettava esikiristystaso kiristuksen aikaisen momentin suhteen saadaan ratkaisemalla aksiaalivoima F_s kaavoista 2.7 ja 2.8. Esikiristysvoimaa F_M voidaan laskea siten kaavalla

$$F_M = \frac{2M_A}{1,155\mu_g d_2 + \mu_k D_{km} + \frac{P}{\pi}} \quad (2.10)$$

Asennuksen aikana ruuviin kohdistuu esikiristysvoiman F_M aiheuttama vetojännitys σ_M , joka lasketaan kaavalla

$$\sigma_M = \frac{F_M}{A_s} \quad (2.11)$$

jossa A_s on ruuvin jännityspinta-ala. Jos ruuvissa on kierteitettyä osaa ohuempia alueita, käytetään pienimmän poikkileikkauksen pinta-alaa. Tämän lisäksi kiristysmomentti aiheuttaa ruuviin lisäkuormituksen. Se on sitä suurempi, mitä korkeampi kitkakerroin kierteessä on. Korkean kitkakertoimen takia ruuvia ei välttämättä aina voida kiristää tavoitearvoon, varsinkin jos haluttu esikiristystaso on korkea, vaan ruuvin väännön ja aksiaalivoiman yhteiskuormituksen seurauksena ruuvi voi myötää, tai jopa katketa. Kiristuksen aikana ruuvia kuormittava leikkausjännitys τ metriselle ISO-kierteelle, jolla kylkikulma on 60 astetta, voidaan laskea kaavalla

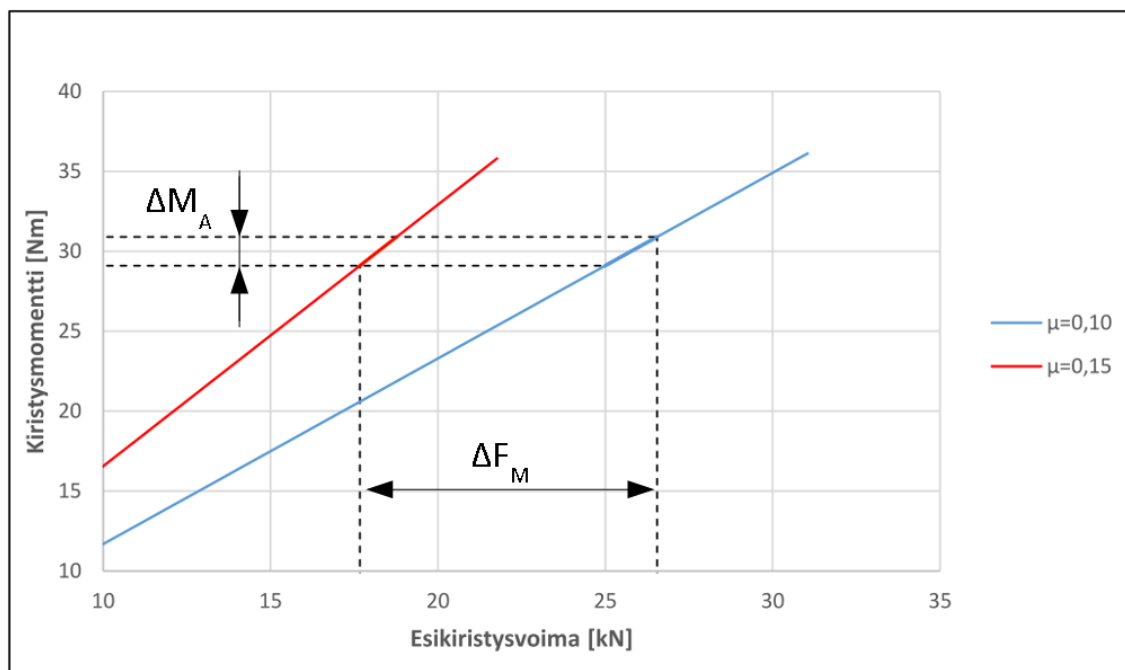
$$\tau = \frac{M_g}{W_p} = \frac{8d_2 F_M}{\pi d_0^3} \left(1,155 \mu_g + \frac{P}{\pi d_2} \right) \quad (2.12)$$

jossa d_0 on pienimmän poikkileikkauksen halkaisija. Vääntömomentin aiheuttaman leikkausvoiman ja aksiaalivoiman kiristuksen aikainen yhteisvaikutus, redusoitu jännitys σ_{red} lasketaan kaavalla

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_M^2 + 3\tau^2} \quad (2.13)$$

Yleisesti koneenrakennuksessa pidetään sopivana kiristuksen aikaisena suurimpana sallittuna jännityksenä 90 prosenttia ruuvien myötörajasta [Airila 2010]. Kun ei ylitetä tätä arvoa, tyypillisesti vielä kiristysmenetelmän hajonnasta huolimatta pysytään ruuvien elastisella alueella. Tällöin ei aiheuteta ruuviin merkittäviä plastisia muodonmuutoksia. Matalampia esikiristystasoja käytetään esimerkiksi leikkauskuormituksen alaisissa ruuviliitoksissa, joissa osien kiertyminen toistensa suhteen on tarpeen, tai silloin, kun liitettävät osat eivät kestä ruuvien täyttä puristusvoimaa. Joissakin erikoistapauksissa, kuten kuorma-autojen dieselmootoreiden sylinterinkansissa kiinnitysruuvit kiristetään myötörajalle asti. Tällaisella menetelmällä saadaan pultteihin tarkkaan sama keskinäinen esikiristys, mutta ruuvien asennuskertoja joudutaan rajoittamaan kestävyiden takia.

Kuvassa 2 on esitetty esimerkkitapaus M8 pultin esikiristyksestä eri kitkakertoimilla. Kuvassa on nähtävillä kitkan, sekä kiristysmomentin vaihtelun vaikutus saavutettavaan esikiristysvoimaan. Esimerkissä momenttiavaimen nimellisarvoksi on säädetty 30 Nm, jonka vaihteluväliksi on oletettu +/-3%. Saavutetut esikiristysvoimat on laskettu neljässä eri pisteessä kaavan 2.10 mukaisesti, kahden momentin, sekä kahden kitkakertoimen (0,10 ja 0,15) yhdistelmillä. Kannan ja kierteen kitkakertoimet on oletettu samoiksi.



Kuva 2. M8 pultin esikiristysvoiman F_M vaihtelu kitkakertoimilla 0.10 ja 0.15.

Kuvasta 2 nähdään, että saavutettu esikiristysvoima vaihtelee välillä 18...27 kN. Ruuvi-liitosta suunniteltaessa on siis otettava huomioon liitoksen toiminta koko vaihteluvälillä. Esikiristysvoiman keskiarvo on siis noin 23 kN, vaihteluväli tästä noin $\pm 20\%$. Tästä seuraa, että koetoimintaa varten pelkkä momenttiavaimen käyttö ei anna riittävän tarkkaan tunnettua esikiristysvoiman arvoa. Momenttiavaimella tapahtuvassa kiristyksessä on otettava huomioon, että pienimmän kitkakertoimen ja suurimman momentin yhdistelmällä ei ylitetä myötörajaa ja toisaalta suurimman kitkakertoimen ja pienimmän momentin yhdistelmällä saavutetaan vielä tarvittava esikiristystaso. Käytettävissä on ohjeavotaulukoita, esimerkiksi kiinnitystarvikkeiden toimittajilta, joissa annetaan ruuvien kokoon ja lujuusluokkaan perustuvia ohjearvoja suurimmaksi kiristysmomentiksi. Nämä toimivat riittävällä tarkkuudella tavanomaisissa koneenrakennustehtävissä, mutta esimerkiksi juuri aikaisemmin mainitut moottorin osat vaativat tarkempaa tarkastelua kitkaolosuhteista.

On olemassa myös kiristysmenetelmiä, esimerkiksi hydraulinen esikiristys, joissa ruuviin ei aiheuteta vääntömomenttia kiristyksen aikana. Siinä ruuvia venytetään hydraulisen paineen avulla, jonka jälkeen mutteri kierretään liitettävään osaan kiinni ja hydraulisylinterin paine poistetaan. Tällaisessa tilanteessa ruuvien esikiristysreservi voidaan hyödyntää tarkemmin, koska kiristyksen aikaista lisäkuormitusta ei vääntömomentista muodostu, vaan asennuksen aikainen kuormitus on likimain yhtä suuri, kuin saavutettu esikiristys.

2.2 Ruuviliitoksen osat

Puhekielessä käytetään usein sekaisin käsitteitä pultti (bolt) ja ruuvi (screw). Näillä kahdella osalla ei käytännössä ole rakenteellista eroa, vaan nimitys riippuu asennustavasta. Ruuvi asennetaan liitoskappaleeseen tehtyyn kierrereikään, kun taas pultti asennetaan mutterin kanssa. Tässä työssä käytetään nimitystä ruuvi, kuvaamaan näitä molempia tilanteissa, joissa asennustavalla ei ole merkitystä.

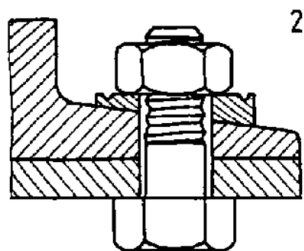
Ruuvit ovat hyvin pitkälti standardoituja kiinnityselementtejä, mikä helpottaa suunnittelijan työtä. Tärkeimmät ominaisuudet, jotka suunnittelijan tulee ottaa huomioon ruuvien valinnassa ovat seuraavat:

- ruuvien koko (halkaisija, pituus),
- ruuvien lujuusluokka, sekä
- osa-, vai täyskierre.

Ruuvien kuormankantokyky määräytyy koon (halkaisijan) ja lujuusluokan perusteella. Lujuusluokan ensimmäinen numero kertoo ruuvien nimellisen murtolujuuden satoina megapascalina, toinen numero kertoo kymmeninä prosentteina myötörajan osuuden murtorajasta. Esimerkkinä 12.9-lujuusluokalle murtoraja on 1200 MPa ja myötöraja on $0,9 \cdot 1200 \text{ MPa} = 1080 \text{ MPa}$.

Valinta eri lujuusluokkien välillä perustuu käyttökohteen vaatimuksiin. Yleisin koneenrakennuksessa käytetty lujuusluokka lienee 8.8. Käyttämällä lujuusluokan 10.9 ja siitä lujempia ruuveja, saadaan vähennettyä liitoksen tarvitsemää tilaa, tai vastaavasti lisättyä kuormankantokykyä. Karkeasti välillä M16-M30 kasvattamalla lujuusluokkaa arvosta 8.8 arvoon 10.9, voidaan valita kokoa pienempi ruuvi kuin alkuperäinen. Vastaavasti valitsemalla lujuusluokka 12.9 voidaan valita kahta kokoa pienempi ruuvi. Lujien ruuvien käyttöä kuitenkin hillitsee niiden korkeampi hinta, sekä se, ettei esimerkiksi Eurocode 3 hyväksy lujempien, kuin 10.9 lujuusluokan ruuvien käyttöä, kuin erikoistapauksissa [Airila 2010]. Ongelmana on mm. lujien ruuvien pieni murtovenymä, jonka takia niitä ei voida käyttää kohteissa, joissa rajatilanteessa kuormantasausta plastisen venymän kautta on tarpeen.

Ruuvien kannan alla käytetään erilaisia aluslevyjä, joiden tehtävänä on helpottaa kiristämistä, jakaa pintapainetta suuremmalle alueelle, estää taivutuksen syntyminen ruuviin, ja edesauttaa esikiristysten säilymistä. Aluslevyillä saadaan myös lisättyä liitettävien osien paksuutta, jolloin voidaan käyttää pitempää ruuvia ja parantaa jousto-ominaisuuksia. Aluslevyillä myös voidaan poistaa ruuville haitallinen taivutuskuormitus kohteissa, joissa pinta kannan alla ei ole tasainen. Tällainen tilanne tulee esimerkiksi I-palkin laipan ruuviliitoksessa, kuten kuvassa 3 on esitetty. Liitospinnan kaltevuus kompensoidaan kiilan muotoisella aluslaatatalla, jonka kaltevuus vastaa laipan sisäpintaa.



Kuva 3. Pinnan kaltevuuden kompensointi kiilamaisella aluslevyllä [Ukrainian Library for Schools]

Aluslevyllä voidaan myös parantaa yhtenäisen esikiristuksen saavuttamista erityisesti silloin, kun liitoksen ulkopintojen pinnanlaatu on epätasainen. Aluslevyn avulla kannan alle saadaan aina sama pinnankarheus, joka vähentää kannan alla syntyvää kitkan vaihtelua. On olemassa myös lukkoaluslevyjä, joilla voidaan parantaa esikiristuksen säilymistä dynaamisesti kuormitetuissa liitoksissa. Usein tällaisten lukkoaluslevyjen toiminta perustuu alustaan ja ruuvin kantaan kiristettäessä pureutuviin hammastuksiin, jotka vastustavat aukikiertymistä. Eräs aluslevyn tärkeistä tehtävistä on myös pintapaineen jakaminen suuremmalle alueelle, joka on tarpeen erityisesti silloin, kun liitettävä materiaali ei kestä korkeaa pintapainetta, esimerkiksi liitettäessä muovi- tai kevytmetalliosia.

2.3 Ruuvin väsyminen

Valssatun kierretangon väsymisluku on vain noin kymmenesosa samasta materiaalista valmistetun pyörötangon väsymislukuudesta [Airila 2010]. Tätä tietoa harvoin kuitenkaan pystyy suoraan hyödyntämään ruuviliitoksen väsymistarkastelussa, koska valmiissa ruuvissa on kierteen lisäksi muitakin lovivaikutuksen alaisia kohtia ja toisaalta ruuvin kokema väsyttävä kuormitus on tarkasteltava tapauskohtaisesti. Ruuvin kokema väsyttävä kuormitus voi olla aksiaalista, leikkaavaa, tai näiden yhdistelmä.

Standardiruuvien lujuusluokkien 8.8, 10.9 ja 12.9 väliset erot väsymislukuuden suhteessa myötörajaan ovat niin pienet, että niiden väsymismitoitus onnistuu samoilla kaavoilla. Kuitenkin kierteen nousun vaikutus on erityisesti ruuvin halkaisijan kasvaessa merkittävä, vakiokierteen ollessa hienokierteitä parempi. Väsymistä ajatellen ruuvin kierteitetty osa on kauttaaltaan lovivaikutuksen alainen. Rasitetuin kohta tavanomaisessa ruuvissa on kuitenkin yleensä ensimmäisen kuormitetun kierteen pohja. Ruuviliitoksen väsymislukuutta pyritäänkin usein parantamaan ohentamalla ruuvin kierteetöntä osaa, suurentamalla pyöristysia, sekä käyttämällä muuttuvanusuista, tai vetojännitysmutteria.

Kierteen valssaaminen voidaan suorittaa ennen, tai jälkeen lämpökäsittelyn. Yhden tunnetuimman ruuvimitoitusta käsittelevän standardin VDI-2230 mukaan ruuvin rajaamplitudi väsymisrajalla ennen lämpökäsittelyä valssatulle ruuville saadaan kaavalla [Väliaverronen 2006]

$$\sigma_{ASV} = 0,85 * \left(\frac{150}{d} + 45 \right) \quad (2.3.1)$$

Kuten kaavasta 2.3.1 nähdään, ennen lämpökäsittelyä valssatun ruuvin väsymislujuuteen ei vaikuta vallitseva esikivistystaso. Lämpökäsittelyn jälkeen valssatun ruuvin väsymislujuus riippuu esikivistysasteesta, mutta se on aiemmin mainittua korkeampi. Tällaisen ruuvin raja-amplitudi väsymisrajalla saadaan saman ohjeen mukaan seuraavasti.

$$\sigma_{ASG} = \left(2 - \frac{F_s}{F_{0,2}} \right) * \sigma_{ASV} \quad (2.3.2)$$

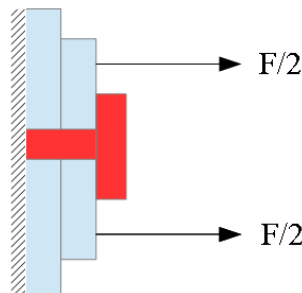
Edellä annetut yhtälöt pätevät esikivistyksen tasoilla $0,2F_{0,2} < F_s < 0,9F_{0,2}$. Ruuvin väsymismitoitusta hankaloittaa usein kuormitustilanteen tarkka selvittäminen. On tilanteita, joissa väsyttävä kuormitus ei kohdistu suoraan aksiaalisesti ruuviin, vaan yhden kuormitussyklin aikana ruuvi kokee kuormitusta useampaan suuntaan.

Tässäkin työssä ruuvin väsymistarkastelu oli jonkin verran haastava, koska ruuvin todellisen kuormitustilanteen selvittäminen oli ongelmallista. Lopulta väsymistarkastelu tehtiin laskemalla elementtimenetelmällä arvioitujen siirtymien aiheuttamat jännitysvaihtelut, joita verrattiin standardeissa annettuihin ohjeellisiin raja-amplitudien arvoihin.

2.3.1 Ruuvin ja alustan joustavuus

Ruuviliitos toimii jäykän jousisysteemin tavoin, jossa liitettävien osien ja ruuvin kimmo kertoimet (vrt. jousivakiot) ja ainepaksuudet vaikuttavat systeemin kokonaisjoustavuuteen. Suurien jäykkyyksien takia siirtymät ovat tietenkin pieniä, mutta samat periaatteet pätevät. Liitoksen joustavuudella on merkittävä vaikutus dynaamisesti kuormitetun ruuviliitoksen väsymiskestävyyteen.

Tarkasteltaessa aksiaalisesti väsyttävän vetokuormituksen alaista ruuviliitosta (kuva 4), on hyvä ymmärtää liitoksen elastisuuden, sekä ruuvin esikivistysvoiman vaikutus itse ruuville muodostuvaan väsyttävään kuormitukseen. Oikein esikivistetyssä ja oikein mitoitettussa liitoksessa ruuvi kokee vain pienen osan liitokselle kokonaisuudessaan tulevasta kuormanvaihtelusta.



Kuva 4. Aksiaalisesti kuormitettu laippaliitos.

Otetaan esimerkiksi kuvan 4 kaltainen vaihtelevalla vetokuormituksella oleva laippaliitos, jossa kuormitus vaihtelee välillä $0 \dots F_{max}$. Jos ruuvia ei ole esikiristetty, se kantaa kaiken kuorman ja kokee vaihtelevan kuormituksen kokonaisuudessaan väsyttävänä, jolloin jännityksen suurimmaksi arvoksi σ_{max} tulee

$$\sigma_{max} = \frac{F_{max}}{A_s} \quad (2.3.1.1)$$

Väsyttävän kuormituksen jännitysamplitudi on silloin suoraan puolet maksimijännityksen arvosta. Jos liitos on esikiristetty sellaiselle tasolle, etteivät liitettävät pinnat pääse irtomaan toisistaan ulkoisen kuormituksen maksimiarvolla, pienenee väsyttävän kuormituksen amplitudi huomattavasti. Kun tunnetaan liitososien jousivakio k_p sekä ruuvien jousivakio k_s , voidaan laskea liitoksen lisävoimasuhde C [Norton 2011]

$$C = \frac{k_s}{k_p + k_s} \quad (2.3.1.2)$$

Ulkoinen kuormitus aiheuttaa ruuviin lisävoiman joka on verrannollinen liitoksen joustavuuteen. Tällöin pultin kuormituksen aikainen aksiaalivoiman suurin arvo $(F_s)_{max}$ on summa esikiristysvoimasta F_M ja ulkoisen kuormituksen aiheuttamasta lisävoimasta.

$$(F_s)_{max} = F_M + C F_{max} \quad (2.3.1.2)$$

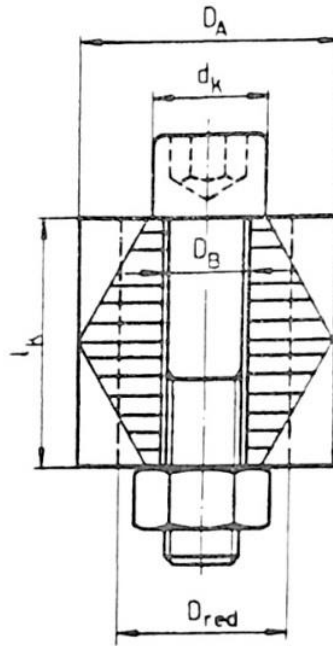
Ruuvien voiman pienin arvo on tässä tapauksessa esikiristysvoiman arvo F_M . Koska liitoksen lisävoimasuhde on tavallisesti $\ll 1$, päästään huomattavasti pienempään jännitysvaihteluun, kuin esikiristämättömällä liitoksella. Esikiristetyn liitoksen jännitysamplitudi voidaan laskea

$$\sigma_a = \frac{(F_s)_{max} - F_M}{2 \cdot A_s} \quad (2.3.1.3)$$

Esikiristetystä liitoksesta syntyy pienempi väsyttävän kuormituksen amplitudi juuri liitoksen jousto-ominaisuuksien takia. Liitokseen kohdistuva veto lisää ruuvien kokemaa kuormitusta, mutta samalla alustaan sitoutunut jousivoima pienenee. Poistettaessa ulkoinen kuorma liitos puristuu takaisin kasaan, jolloin ruuvien kokema kuormitus ulkoisen voiman osalta häviää, mutta alustan puristuminen lisää kuormitusta. Joustavuus siis pienentää voiman vaihtelua niin kauan, kuin liitos pysyy kiinni. Liitoksen auetessa ruuvien kokema kuormitus kasvaa jyrkästi, jolloin on vaarana ylittää liitososan kestävyys.

Esikiristys ei siis pienennä ruuvien kokemaa maksimijännitystä, koska esikiristystaso voi olla moninkertainen ulkoiseen kuormaan nähden, mutta ulkoisen kuormituksen tuomaan lisävoimaan sillä on merkittävä pienentävä vaikutus. Tämän takia erityisesti väsyttävän kuormituksen alaisissa kohteissa on syytä käyttää riittävää esikiristystä.

Liitoksen yhdistetty joustavuus on yksinkertainen laskea sellaisessa tapauksessa, jossa liitettävät osat ovat itse ruuviin verrattuna vain hieman suurempia, sylinterimäisiä osia, ja voidaan olettaa, että koko alusta joustaa liitosta kuormitettaessa. Käytännön liitoksissa liitettävät osat kuitenkin jatkuvat pitkälle oletetun muodonmuutosalueen ulkopuolelle, eikä alustan jäykkyyttä voida laskea suoraan liitettävästä pinta-alasta. Tällöin tulee käyttää apuna ns. korvauslieriötä, joka on arvio liitettävien osien muodonmuutoskappaleen koosta. Korvauslieriön laskemiseen käytetyt mitat on esitetty kuvassa 5.



Kuva 5. Korvauslieriön laskemisessa käytettävät mitat[Airila 2010].

Tällaisen korvauslieriön poikkipinta-ala riippuu kyseessä olevan liitoksen geometriasta. Esimerkiksi teräslevyjen laippaliitoksessa, jossa liitettävät osat ulottuvat kauas ruuvien vaikutuspisteestä, saadaan redusoidun lieriön poikkipinta-ala A_{red} seuraavasti [Airila 2010]:

$$A_{red} = \frac{\pi}{4}(d_K^2 - D_B^2) + \frac{\pi}{8}d_K l_K(x + 2)x \quad (2.3.1.4)$$

jossa d_K on kannan kantopinnan halkaisija, l_K liitettävien osien paksuus ja D_B reiän halkaisija. Edellinen kaava pätee liitoksille, joilla liitettävien osien halkaisija $D_A > d_K + l_K$. Kaavassa esiintyvä x lasketaan sen mukaan, onko kyseessä pultti-, vai ruuviliitos, koska näiden liitostyyppien puristuksen alaiset osat ovat hieman erimuotoiset. Pulttiliitokselle edellä mainittu muuttuja ratkaistaan kaavalla

$$x = \sqrt[3]{\frac{l_K d_K}{(d_K + l_K)^2}} \quad (2.3.1.5)$$

Alustan, eli liitettävien osien jousivakio k_m muodostuu alustamateriaalin kimmokertoimen ja tämän redusoidun lieriön tulosta seuraavasti

$$k_p = \frac{A_{red} E_m}{l} \quad (2.3.1.6)$$

Jos liitettävien osien ja pultin välissä käytetään aluslevyä, tai jotain muuta geometriaa, tai kimmokertoimeltaan muusta aineesta poikkeavaa osaa, lasketaan sen kimmo-kerroin erikseen ja alustan kokonaisjoustavuus lasketaan yhteen sarjaan liitettyjen jousien yhteenlaskuperiaatteella. Tätä yhteenlaskuperiaatetta on sovellettava myös itse ruuvien joustavuuden laskemisessa, jonka liitospituudella vaikuttaa useampi joustoon osallistuva geometria. Tärkeimmät ruuvien osat, joille tulee joustavuus laskea erikseen, ovat kanta, rungon kierteetön osa ja kierteitetty osa, sekä mutteri ja kanta. Lisäksi ruuvissa voi olla esimerkiksi kevennys, jonka halkaisija on muuta runkoa pienempi. Kierteettömän osan jousivakio lasketaan rungon halkaisijan mukaan ja kierteitetyn osan jousivakio kierteen sydänhalkaisijan mukaan. Jokaiselle eri poikkileikkauksen alueelle lasketaan jousivakio kaavalla

$$k_i = \frac{E_s A_i}{l_i} \quad (2.3.1.7)$$

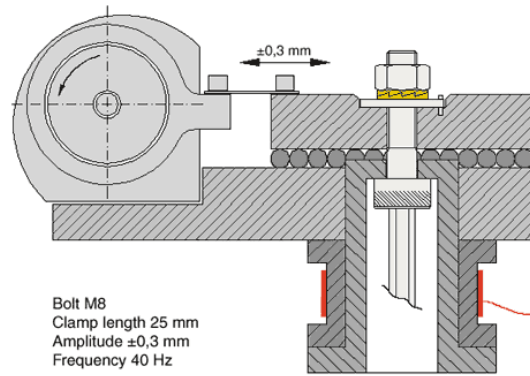
Ruuvien kokonaisjousivakio k_s lasketaan tämän jälkeen sarjaan liitettyjen jousien periaatteen mukaisesti

$$k_s = \left(\frac{1}{k_{GM}} + \frac{1}{k_K} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{k_i} \right) \quad (2.3.1.8)$$

jossa k_{GM} on mutterin ja sen sisällä olevan kierteellisen osan jousivakio ja k_K on ruuvien kannan jousivakio.

2.4 Liitoksen kiinni pysyminen

Ruuviliitoksen toimimisen perusedellytyksenä on esikivistysvoiman säilyminen. Ruuvien vaurioitumisen lisäksi esikivistys voidaan menettää auki kiertymisen, sekä liitoksen osien asettumisen seurauksena. Ehkä tärkein yksittäinen tekijä esikivistysvoiman säilymisen kannalta on riittävä esikivistysaste. Esikivistysvoima kasvattaa kitkavoimaa ruuvien kannan alla ja kierteissä, joka vastustaa ruuvien auki kiertymistä. Kiinnittimien kykyä säilyttää esikivistys kuormitustilanteessa voidaan tutkia kuvan 6 mukaisella koejärjestelyllä, jossa liitosta kuormitetaan leikkaussuunnassa epäkeskomekanismilla ja esikivistysvoimaa mitataan liitoksen alapuolelta.



Kuva 6. Junkers-testilaitteisto standardin DIN-65151 mukaan.[Maryland Metrics]

Kitkasta kiertessä ja kannan alla on sekä hyötyä, että haittaa. Sen lisäksi, että kitka estää auki kiertymistä, se toisaalta myös vastustaa kiristämistä asennuksen aikana. Riittävän esikiristysvoiman saavuttamiseksi, sekä kierteen kiinnileikkautumisen estämiseksi kiertessä käytetään voiteluaineita. Tärinälle alttiissa liitoksissa voiteluaineiden käyttö saattaa heikentää esikiristysten säilymistä, eikä niitä siitä syystä voida käyttää. Silloin on vaihtoehtona kierrelukitteiden käyttö. Kierrelukitteet muodostavat korkean kitkaker-toimen kierteseen vasta jonkin ajan kuluttua liitoksen kiinnityksen jälkeen. Tällöin saadaan kasvatettua aukaisumomenttia, vaikuttamatta haitallisesti kiristysmomenttiin.

Kierre itsessään muodostaa liitosta avaavan momentin M_i , joka on verrannollinen kierteen nousuun P ja ruuvien aksiaalivoimaan F_s [Airila 2010]:

$$M_i = \frac{PF_s}{2\pi} \quad (2.4.1)$$

Kierteen nousu kasvattaa aukikiertävää momenttia, joten taajakierteisen ruuvien valinta voi olla perusteltua, jos esikiristysten säilymistä halutaan parantaa. Tätä auki kiertävää momenttia vastustaa kiertessä ja kannan alla syntyvä kitkamomentti, joka on miltei sama, kuin asennuksen aikainen kiristysmomentti. Kitkamomentti lasketaan kaavalla (metriset ISO-kierteet)

$$M_\mu = \frac{1}{2}F_s * (1,155 * \mu_g d_2 + \mu_k d_{km}) \quad (2.4.2)$$

Aukikiertymistä ei tapahdu niin kauan kuin $M_\mu > M_i$. Esikiristysvoiman häviö voi johtua auki kiertymisen lisäksi liitospintojen tasoittumisesta, eli asettumisesta. Asettuminen johtuu liitososien pinnankarheuksien tasoittumisesta laitteen käytön aikana. Hyvä pinnanlaatu vähentää asettumisen aiheuttamaa esikiristysvoiman häviämistä. Asettumista tapahtuu liitettävien osien lisäksi ruuvien kiertessä, sekä kannan alla. Pinnankarheuksien tasoittumista tapahtuu erityisesti sellaisissa olosuhteissa, joissa liitospinnat pääsevät liikkumaan toistensa suhteen ja kuluttamaan liitospintaa.

Kiinni pysymisen parantaminen liitoksen geometrian avulla perustuu usein pultin jousto-ominaisuuksien parantamiseen, sekä asettumisen hallintaan. Mitä suurempi venymä ruuviin saadaan aikaiseksi, sitä paremmat edellytykset sillä on pysyä värinälle alttiissa kohteessa kiinni. Tyypillisiä liitoksia, joihin liitososien välille ei synny riittävää kokoonpuristumista, ovat ohuiden peltiosien ruuviliitokset, jotka pienenkin pintojen tasoittumisen jälkeen löystyvät ja alkavat rämistä. Tällaisessa liitoksessa jousto-ominaisuuksia voidaan parantaa käyttämällä joustoaluslaattoja, jotka kompensoivat tasoittumisen vaikutusta. Kasvanut liitososien paksuus lisää myös ruuvin pituutta ja kokonaisvenymää, jolloin asettumisen vaikutus esikivistysvoimaan ei ole yhtä voimakas.

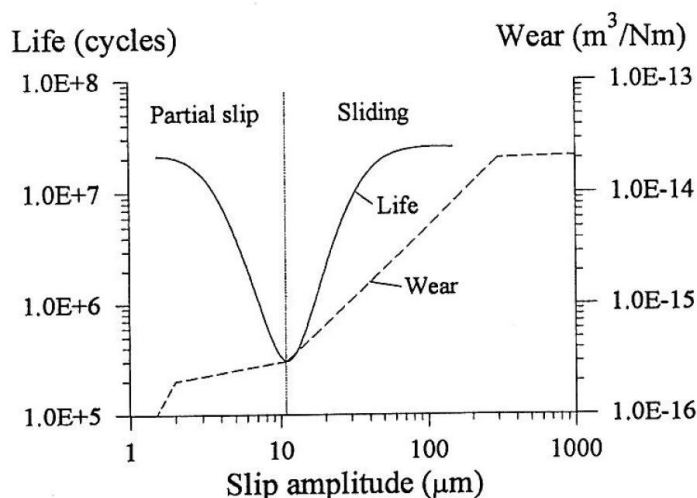
3 KITKAVÄSYMINEN JA VÄRÄHTELYKULUMINEN

Kitkaväsyminen ja värähtelykuluminen ovat haitallisia koneenosia tuhoavia ilmiöitä, jotka esiintyvät dynaamisesti kuormitetuissa koneenosien liitoksissa, kuten ahdistussovitteissa ja ruuviliitoksissa. Tavallisesti nämä liitokset ovat suunniteltu pysymään liikukumattomina, mutta käyttötilanteen kuormitukset ja värähtelyt voivat saada laitteen osat luistamaan toistensa suhteen hyvin pienellä, jopa muutamien mikrometrien amplitudilla, aiheuttaen pintojen vaurioitumista.

Kitkaväsyminen on kiinteästi värähtelykulumiseen liittyvä ilmiö, joka voi aiheuttaa koneenosan ennen aikaisen vaurioitumisen värähtelykulumiselle altistuneessa kohteessa. Värähtelykulumisen vaurioittama liitospinta altistuu suurille paikallisille jännityskeskittymille ulkoisen kuormituksen alla, joka kiihdyttää alkusäröjen syntymistä ja etenemistä alentaen väsymiskestävyyttä merkittävästi.

3.1 Värähtelykuluminen

Värähtelykulumisesta (fretting wear) puhuttaessa tarkoitetaan kahden toisiaan vasten puristetun osan välissä tapahtuvaa kuoppautumista ja kulumista pieniamplitudisen edestakaisen liikkeen seurauksena. Liike osien välille syntyy yleensä vaihtelevan ulkoisen kuormituksen, tai värähtelyn vaikutuksesta. Luistoamplitudin kasvattaminen nopeuttaa vastinpintojen kulumista kuvan 7 periaatteen mukaisesti.



Kuva 7. Luistoamplitudin vaikutus väsymisikään ja kulumiseen [Hills & Nowell 1994].

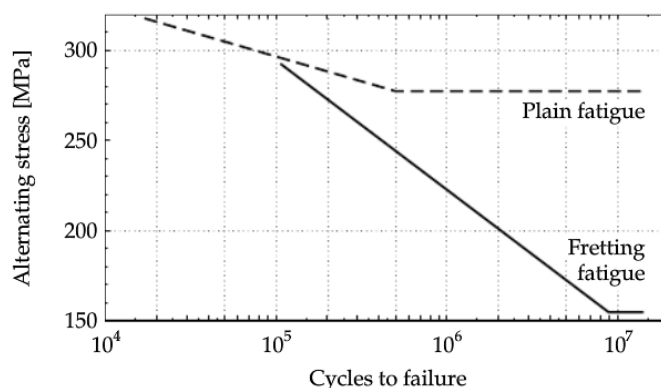
Yhteen puristetut toisiaan vasten luistavat metallipinnat muodostavat kosketuspintaan adhesiivisia liitoksia, kun pinnalla olleet epäpuhtaudet ja oksidikerros ovat kuluneet pois. Ilmiö alkaa pinnankarheuksien tasoittumisella, jolloin osien todellinen kosketuspinta-ala kasvaa. Näiden kosketuksessa olevien pistemäisten alueiden välillä tapahtuu tahmautumista, eli liitospinnat muodostavat keskenään adhesiivisen liitoksen. Tällainen adhesiivinen liitos voi olla niin vahva, että se repäisee perusaineesta irti kulumispartikkelin. Nämä kulumispartikkelit ovat muokkauslujittuneita ja siten kovempia, kuin itse perusaine. Pintojen väliin loukkuun jäänyt kulumistuote saattaa joissakin tapauksissa kiihdyttää liitospintojen kulumista abraasion kautta. [Stachowiak & Batchelor 2014]

Vastinpinojen kulumisen johtaa kuormitushistorian edetessä silmin nähtävien kuoppien syntymiseen. Tällaiset kuopat muodostavat geometrisia epäjatkuvuuskohtia, joissa paikalliset jännitykset nousevat suuriksi. Yhdessä adhesiivisten liitosten kanssa ne muodostavat erittäin otolliset olosuhteet säröjen ydintymiselle. Värähtelykulumisen aiheuttaa väsymisiään heikkenemisen lisäksi ongelmia esimerkiksi laakeripesän ahdistussoviteen toleranssille. Jos tarkkaan mittaan koneistettu laakeripesä altistuu värähtelykulumiselle, sovite voi kulua väljäksi, jolloin myös laakerin sisäiset välykset muuttuvat, joka voi johtaa laakerin ennen aikaiseen vaurioitumiseen [Stachowiak & Batchelor 2014].

3.2 Kitkaväsyminen

Kitkaväsymisellä (fretting fatigue) tarkoitetaan ilmiötä, jossa koneenosaan kohdistuu samanaikaisesti sekä värähtelykulumisen pintaa vaurioittava vaikutus, sekä vaihtelevan ulkoisen kuormituksen väsyttävä vaikutus. Kitkaväsyminen voi romahduttaa koneenosan väsymisiään verrattuna normaaliväsymiseen. Minimikohta kitkaväsymisiässä saavutetaan usein sellaisella luistoamplitudilla, jolla vastinpinnat ovat kokonais- ja osittaisluiston rajalla, kuten kuvassa 7 on esitetty. Alhaisimman väsymisiään tuottava luistoamplitudi riippuu kuitenkin useasta seikasta, kuten käytettävästä materiaalista ja kosketusgeometriasta. Esimerkiksi teräkselle (AISI 4130) tehdyissä testeissä väsymisiään minimi saavutettiin 20 μm luistoamplitudilla, kun pintapaineet vaihtelivat välillä 20-41MPa [Kuhn & Medlin 2000].

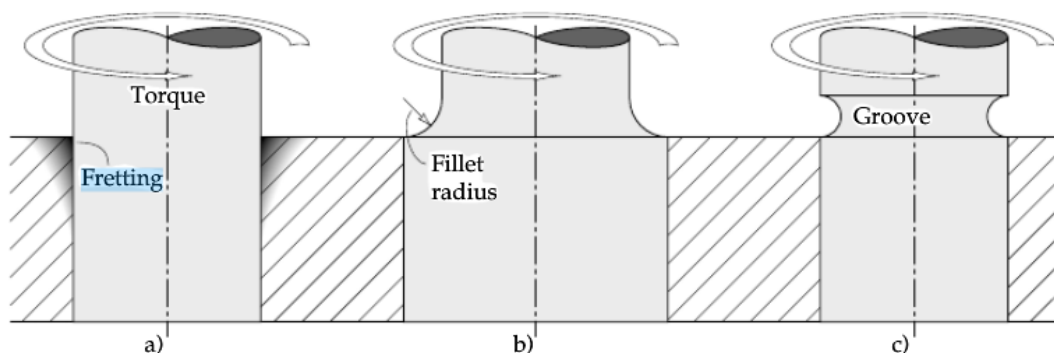
Suhteellisesti eniten kitkaväsymisestä kärsivät lujat nuorrutusteräksset, joiden loviherkkyys on korkea. Vähiten huonontavasti se vaikuttaa jo itsessään paljon rakenteellisia mikrovikoja sisältäviin materiaaleihin, kuten esimerkiksi valurautoihin [Koivula 2012]. Kuvassa 8 on esitetty kitkaväsymisen vaikutus austeniittisen ruostumattoman teräksen väsymisrajaan.



Kuva 8. Kitkaväsymisen vaikutus austeniittisen teräksen väsymisrajaan [Stachowiak & Batchelor 2014 (alkuperäislähde Waterhouse 1981)]

Yhteen liitettyjen pintojen välinen kitkakerroin voi nousta kuormitushistorian aikana merkittävästi korkeammaksi, kuin kahden vastaavan materiaaliparin neitseellisten pintojen välillä. Pintojen suhteellista liikettä vastustava leikkausvoima voi siksi nousta hyvin suureksi, aiheuttaen pinnassa säröjen ydintymistä ja kasvua, johtaen väsymislujouden laskemiseen ja koneenosan ennenaikaiseen vaurioitumiseen. Säröjen ydintymiskohtina toimivat nimenomaan värähtelykulumisen aikaan saamat kuopat, joiden läheisyydessä paikalliset jännitykset nousevat hyvin korkeiksi. Kitkaväsyminen on sikäli ongelmallinen ilmiö, että se tapahtuu koneenosien sisällä, eikä siitä välttämättä saada todisteita ennen osien purkamista, tai osan vaurioitumista. Ainut merkki siitä saattaa teräksen yhteydessä olla liitospintojen välistä ulos kulkeutuva ruosteen värinen kulumistuote.

Kitkaväsymisen vaikutusta voidaan vähentää liitosgeometriallla, pintakäsittelyillä ja voiteluaineilla. Liitosgeometriallla pyritään yleensä vaikuttamaan jännityskeskittymien sijaintiin ja suuruuteen. Esimerkiksi akselin ahdistussovitteissa voidaan käyttää helpotusuraa, tai nurkkapyöristystä lieventämään jännityskeskittymää akselin ja liitososan välissä. Helpotusura voidaan koneistaa joko itse akseliin, tai liitettävään osaan, esimerkiksi hammaspyörään. Kuvassa 9 näkyy esimerkkejä akseliin koneistettavista helpotusurista.



Kuva 9. Kitkaväsymisen vähentäminen akselin ahdistussovitteessa.[Stachowiak & Batchelor 2014 (alkuperäislähde Waterhouse 1972)]

Pintakäsittelyt kitkaväsymisen vähentämiseen voidaan jakaa erilaisiin pinnoitteisiin, sekä mekaanisiin pintakäsittelyihin. Koivula tutki vuonna 2012 diplomityössään tyytetyksen ja kuulapuhalluksen vaikutusta nuorrutusteräksen väsymisikään. Tyytetyksessä on pintakäsittely, jossa kappaleen pintaan muodostetaan kova ja kulutuskestävä nitridipinnoite. Kuulapuhallus on mekaaninen pintakäsittelymenetelmä, jossa kappaleen pintaa pommitetaan yleensä teräs-, tai lasikuulilla, jolloin pinnan plastiset muodonmuutokset saavat aikaan puristusjännityksen kappaleen pintaan. Puristusjännitys hidastaa säröjen ydintymistä ja kasvua. Koivulan tutkimuksissa kuulapuhallus nosti nuorrutusteräksen kitkaväsymisrajaa noin 110 % ja tyytetyksessä 150 %.

Kitkaväsymisen vähentäminen voiteluaineilla perustuu pintojen välisen kitkan vähentämiseen ja siten pintaa vaurioittavan leikkausjännityksen pienentämiseen. Koneiden voitelussa käytettävät öljyt ja rasvat eivät yleensä sovellu tarkoitukseen, koska ne kulkeutuvat ulos kosketusalueelta kuormitushistorian aikana liitososien liikkeen takia. Käyttämällä kuivavoiteluaineita, esimerkiksi molybdeenisulfidia, voidaan tätä ilmiötä hieman hidastaa. Voiteluaineiden käyttö joissakin kohteissa, esimerkiksi kitkaliitoksissa voi olla kuitenkin haitallista liitoksen toimivuuden kannalta.

3.3 Kosketusteoriaa

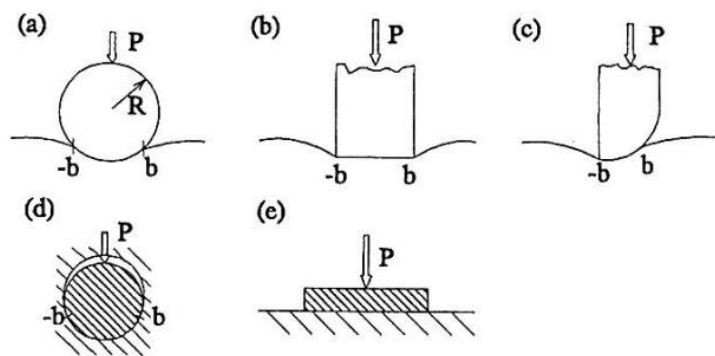
Kun kahta kappaletta puristetaan toisiaan vasten normaalivoimalla P , pystyy liitos enimmillään luistamatta kantamaan klassisen kitkateorian mukaisesti leikkausvoiman Q , joka on suoraan verrannollinen kitkakertoimeen ja normaalivoimaan

$$Q = \mu P. \quad (3.3.1)$$

Vaikka liitososat kykenevät kantamaan leikkausvoiman nettovaikutuksen luistamatta, saattaa kosketusalue jakaantua alueisiin, joista osa on pidossa ja osassa tapahtuu luistoa. Pito- ja luistoalueiden muodostuminen riippuu ulkoisen kuormituksen suunnasta, sekä kosketuksen pintapainejakaumasta.

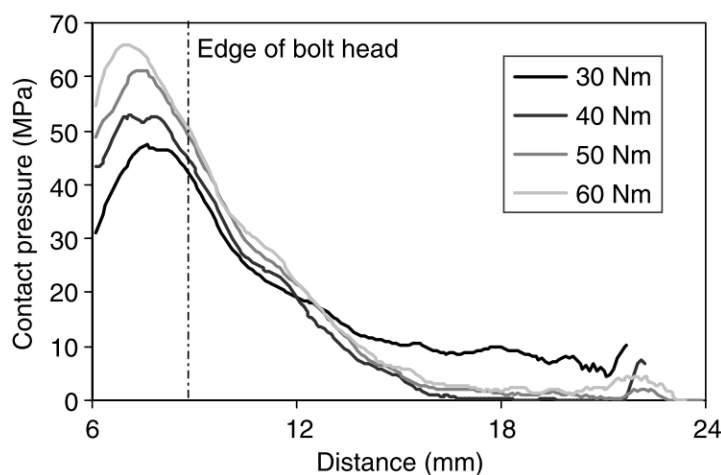
Kitkaväsymisen tutkimisen ja koetoiminnan kannalta on tärkeää tuntee pintapainejakauma, joka kosketuksessa vallitsee. Liitos voi geometriasta riippuen olla kokonaan pidossa, osittaisluistossa, tai kokonaisluistossa. Usein kitkaväsymisen kannalta säröytymiselle eniten alttiita ovat alueet, joissa kulkee luisto- ja pitoalueen raja. Näissä kohdissa pintojen välinen leikkausjännitys saavuttaa huippuarvonsa. Kosketuksen teoriaa on käsitelty yksityiskohtaisemmin lähteissä [Johnson 1985] ja [Hills & Nowell 1994].

Kirjallisuudessa esiintyy analyyttisiä ratkaisuja yksinkertaisien kappaleiden kosketuksen pintapainejakaumille, joista esimerkkejä kuvassa 10. Tässä työssä esiintyvälle pulttiliitokselle analyyttistä ratkaisua ei löydy, vaan tulos on laskettava numeerisesti, tai mitattava kokeellisesti.



Kuva 10. Tavallisimpia kosketuspareja: pallo-taso, taso-taso, puolitaso-taso, sylinteri-sylinteri [Hills & Nowell 1994]

Pulttiliitos käyttäytyy kosketuksen osalta osittain kuvan 10 e)-kohdan tavalla, jossa kosketuksen keskelle syntyy pintapainehuippu, sen laskiessa kosketuksen reunaa kohden kuljettaessa. Pulttiliitoksessa pintapaineen huippu tulee Marshall & Dwyer-Joycen ultraäänitutkimusten mukaan likimain pultin kannan kantopinnan keskelle (kuva 11), eikä reiän reunan tasalle. Reiän reunalta ($x=6$ mm) poispäin kuljettaessa pintapaine laskee nollaan tietyn matkan päässä, joka riippuu liitettävien osien paksuudesta ja kimmokerroimesta. Ruuviliitoksen kosketusala ei myöskään välttämättä kasva lisättäessä normaallivoimaa P (esikiristystä), toisin kuin esimerkiksi pallo-tasokosketuksessa, jossa pallo painuu syvemmälle tasoon, kasvattaen kosketusalueen sädettä.



Kuva 11. Ruuvilla toisiinsa liitettyjen osien välinen pintapainejakauma [Marshall & Dwyer-Joyce 2006].

Tutkimuksissaan Marhsall & Dwyer-Joyce ovat käyttäneet M12-koon ruuvia, sekä 15mm ainepaksuuden teräslevyjä. Pintapainejakauma ruuvi ja pulttiliitoksissa riippuu, kuten jo edellä mainittiin, liitososien paksuudesta ja kimmokertoimesta, mutta myös ruuvien kannan ja mahdollisen aluslevyn mitoista.

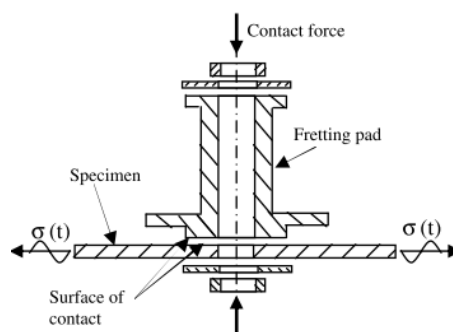
Ruuviliitos, jonka kitka ei riitä pitämään liitoksen osia paikallaan, on kokonaisluiston alueella. Staattinen, kitkalla kantava ruuviliitos pystyy kantamaan ulkoisen leikkaus-

voiman vaikutuksen. Kuten edellä kerrottiin, voi tällaiseenkin kitkalla kantavaan liitokseen syntyä alueita, joissa luistoa tapahtuu. Luistoalueet syntyvät tavallisesti sellaisen matkan päähän reiän reunasta, jossa pintapaine laskee riittävän alas. Tämä tilanne on tyypillinen sellaisissa ruuviliitoksissa, joissa liitettävät osat jatkuvat verrattain kauas liitoksen keskikohdasta.

3.4 Kitkaväsyminen ruuviliitoksessa

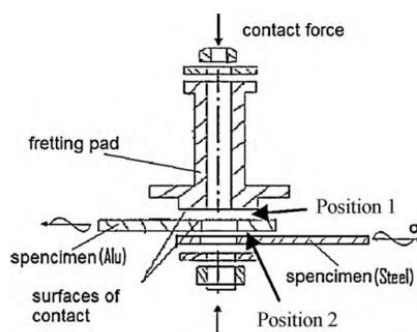
Kirjallisuudesta löytyy melko paljon tutkimustietoa pulttiliitoksen käyttäytymisestä kitkaväsymisen alla erilaisille alumiiniseoksille. Tämä johtuu pitkälti siitä, että ilmailuteollisuus on tarvinnut tietoa pultti- ja niittiliitosten väsymisestä juuri kevytmetalliseosten osalta. Lisäksi juuri alumiinin liittämässä nämä liitostavat ovat suosiossa verrattain vaikeahkon hitsattavuuden takia.

Pulttiliitoksen tärkeimmät kitkaväsymiseen vaikuttavat parametrit ovat liitoksen esikieristys, sekä liitettävien osien kuormitustaso. Nämä yhdessä määräävät osien välisen luistoamplitudin suuruuden ja siten alttiuden kitkaväsymiselle. Jos ajatellaan pulttiliitosta, jossa ei käytetä lainkaan esikieristystä, tällöin ei myöskään synny osien välistä kosketusta. Silloin osan väsymisen määräävänä tekijänä on reiän lovivaikutuksen aiheuttaman jännityskeskittymän aiheuttama normaaliväsyminen. Benhamena et al. havaitsivat 2012 alumiinille tehdyissä tutkimuksissa esikieristuksen kasvattamisen lisäävän väsymisikää, kun tutkimuksen kohteena oli vetokuormituksen alainen reiällinen levy (kuva 12). Kyseessä ei ollut siis perinteinen pulttiliitos, jossa kaksi osaa olisi liitetty yhteen.



Kuva 12. Reiällisen levyn väsymiskestävyyden tutkimisessa käytetty koejärjestely [Benhamena et al. 2012].

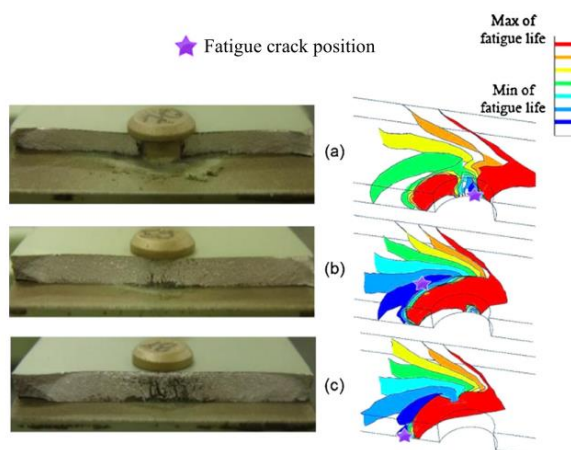
Tällaisen reiällisen levyn tapauksessa väsymisiän parantuminen johtuu jännityskentän muutoksesta ja siten väsymismekanismien muutoksesta. Ilman esikieristystä reiällinen levy väsyi ja säröytyi jännityskeskittymän takia pienimmän poikkileikkauksen, eli reiän keskipisteen kohdalta. Esikieristetyn pultin lisääminen johtaa siihen, että väsyminen tapahtuu kosketuksen pitoalueen rajalta kitkaväsymiselle tyypilliseen tapaan. Esikieristuksen vaikutus muuttuu kuitenkin, kun liitoksessa on kaksi liitososaa kuvan 13 periaatteen mukaisesti. Tutkimuksissaan Benhamena et al. 2010 alumiini-teräsparille havaitsivat esikieristysvoiman lisäämisen laskevan väsymisikää.



Kuva 13. Alumiini-teräsparin pulttiliitoksen väsytysojearjestely [Behnamena et al. 2010].

Perusteluna väsymisiin heikentymiselle oli kulumismekanismin muuttuminen lisättäessä esikivistysvoimaa. Alemmilla esikivistystasoilla adhesiivinen kuluminen on hallitsevaa, mutta korkeammilla esikivistystasoilla kuluminen muuttuu abrasiiviseksi, joka on väsymisiin kannalta haitallisempi ilmiö [Behnamena et al. 2010].

Tilanne muuttuu kuitenkin edelleen, jos leikkauskuormituksen alaisessa liitoksessa itse pultti toimii kitkan lisäksi leikkausvoimaa kantavana elimenä. Ilman esikivistystä tällainen liitos kantaa leikkausvoiman reiän reunojen, sekä pultin rungon laakerikuormalla. Tällöin reiän reunat muodostuvat rasitetuimmaksi kohdaksi geometrisen jännityskeskittymän ja pistemäisen voiman takia. Tällaisessa tilanteessa esikivistysvoiman lisääminen nostaa väsymisikää [Benhaddou et al. 2014]. On kuitenkin hyvä huomata, ettei Benhaddou tutkimuksissaan ole maininnut kitkaväsymistä osana vauriomekanismia. Kuvasta voi 14 havaita murtumiskohdan siirtymisen kauemmas reiästä lisättäessä esikivistysvoimaa.

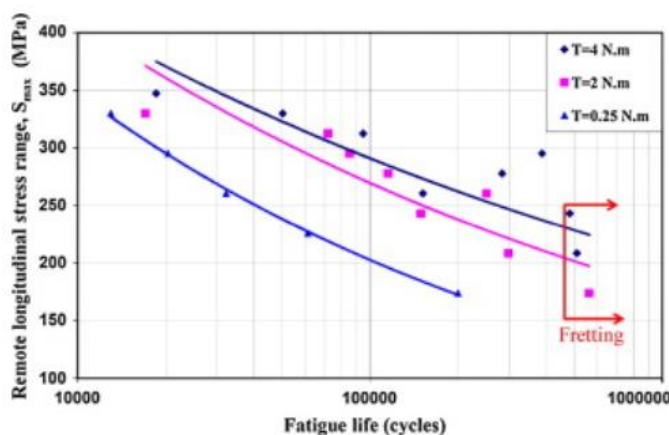


Kuva 14. Säröytymiskohdan muutos lisättäessä esikivistysvoimaa leikkauksella ja kitkalla kantavassa liitoksessa [Benhaddou et al. 2014].

Esikivistysvoimaa ei kuitenkaan voida lisätä rajattomasti, sillä sitä rajoittaa pultin kestävyys, sekä liitettävien osien kyky kestää pintapainetta. T. Benhaddou et al. 2014 tarkas-

telivat tuloksia dimensiottoman parametrin R_s avulla. Tämä kuvaa käytännössä esikiristysvoimalla saavutettavan kitkavoiman ja ulkoisen liitosta leikkaavan voiman suhdetta $R_s = mQf/F_E$, jossa m on liitospintojen lukumäärä, Q on esikiristysvoima, f on kitkakerroin liitospintojen välissä, ja F_E on liitosta kuormittava voima. On tärkeää huomata, että heidän tekemissään testeissä pultti on välyksettömässä reiässä, jolloin pienellä esikiristyksellä pultin ja pultin reiän laakerikuorma kantaa osan kuormasta. Näiden testien mukaan, kun R_s saavuttaa arvon noin 0,5, ei enää saada huomattavaa parannusta väsymisiässä.

Esikiristysvoiman kasvattaminen nostaa väsymisikää myös tilanteissa, jossa kitkaväsyminen on osana vauriomekanismeja. Samansuuntaisen havainto on myös esitetty alumiinilevyjen pulttiliitoksessa, jossa pultti on välyksellisessä reiässä [Chakherlou et al. 2011]. Mainituissa kokeissa on kuitenkin käytetty sellaisia kuormitus- ja esikiristysarvoja, että alemmilla esikiristystasoilla osan leikkausvoimasta kantaa pultin runko. Tulokset ovat samansuuntaisia, kuin aikaisemmin mainitussa lähteessä [Benhaddou et al. 2014], jossa esikiristysvoiman lisääminen parantaa väsymisikää tiettyyn rajaan asti, jonka jälkeen sillä ei ole enää suurta väsymisikää parantavaa vaikutusta (kuva 15). Kokeissa on käytetty kolmea 3,2 mm paksua alumiinilevyä, jotka on liitetty toisiinsa M6-kokoisella pultilla.



Kuva 15. Kiristysmomentin vaikutus väsymisikään alumiinilevyjen pulttiliitoksessa [Chakherlou et al. 2011].

Esikiristysvoimaa lisäämällä kasvatetaan siis pitoalueen kokoa, jolloin suurin pinnan suuntainen leikkausjännitys siirtyy kauemmaksi reiästä. Säröytyminen tapahtuu silloin tyypillisesti pito- ja luistoalueen reunasta, johon leikkausjännityksen huippu muodostuu. Pulttiliitokselle on myös ominaista pito- ja luistoalueiden suhteellisen pinta-alan muuttuminen kuormitushistorian aikana. Kuormitushistorian alussa, kun kitka ei ole vielä täysin kehittynyt, pitoalue on pienempi, kuin siinä vaiheessa, jolloin pinnoissa olevat epäpuhtaudet ja oksidikerrokset kuluvat pois ja saavutetaan metallinen kosketus, joka mahdollistaa adhesiivisten liitosten muodostumisen liitososien välille.

Ruuviliitosten monimuotoisuuden takia ei voida antaa yleispätevää sääntöä sille nouseeko, vai laskeeko kitkaväsymisikä esikiristystä lisättäessä. Yksi tällainen tilanne voisi kuitenkin olla sellainen, jossa esikiristysvoiman lisäämisellä saataisiin suoraan osien välinen liike loppumaan, jolloin päästäisiin eroon värähtelykulumisesta kokonaan, eli poistetaan edellytykset kitkaväsymisen vaikutukselle.

4 KOEJÄRJESTELYN SUUNNITTELU

Uuden koepalageometrian suunnittelun päällimmäisenä tavoitteena oli tuottaa jo olemassa olevaan koelaitteeseen soveltuva rakenne, jolla pystyttäisiin tutkimaan pulttiliitoksen kitkaväsymistä. Koelaitteeseen asetettiin omat rajoituksensa koepalan ulkomitoille ja kuormitustavalle. Koelaitteella pystyttäisiin järkevästi kuormittamaan koepalaa vain taivutusjännityksellä, sillä koelaitteen kampimekanismin mitoitus olisi soveltunut vain hyvin pienen mittakaavan veto-puristuskuormitukseen. Luonnollinen lähtökohta konseptisuunnittelulle oli lähteä kehittämään jo olemassa olevaa koepalaa sellaiseksi, että se soveltuisi uuteen käyttötarkoitukseen.

Suunnitteluprosessi eteni perinteisen tuotesuunnittelun ketjun mukaisesti, jossa alussa kartoitettiin kaikki tuotteelta toivottavat ominaisuudet. Tämän jälkeen kartoitettiin ympäristön asettamat rajoitteet ja aloitettiin konseptisuunnittelu. Konseptisuunnittelusta edettiin alustaviin prototyyppeihin, joiden avulla haettiin esiin parannusta vaativia kohteita. Tarvittavat muutokset suoritettiin, jonka jälkeen vahvistettiin toteutettavan tuotteen ominaisuudet ja tehtiin tilaus alihankkijalta.

4.1 Vaatimukset ja toiveet

Kehitystyöhön lähdettiin kokoamalla yhteen keskeisimmät vaatimukset, jotka koepalan tulisi täyttää. Pakolliset vaatimukset, jotka uuden koejärjestelyn tulisi toteuttaa, on koottu taulukkoon 1.

Taulukko 1. Vaatimukset uudelle koejärjestelylle

Koepalan on sovellettava käytettäväksi nykyisessä koelaitteessa.
Tutkittavien pintojen välinen normaalivoima luodaan ruuviliitoksella.
Pintojen välinen luisto kosketusalueella 0-50 µm.
DIC-mittausten suorittaminen mahdollisimman yksinkertaista.
Maksimi kuormitustaajuus noin 40Hz.
Koepala ei saa tulla kohtuuttoman kalliiksi valmistaa.
Väsymisvaurioiden tulee muodostua ruuviliitoksen alueelle, tutkittavaan kohtaan.
Koepala tulee pystyä valmistamaan halkaisijaltaan 45mm pyörötankoaihiosta.
Koepalaa on pystyttävä kuormittamaan vähintään tykyttävällä taivutusjännityksellä.
Koepalan materiaali 34CrNiMo6 QT

Taulukossa 1 on listattu neljäntenä vaatimuksena DIC-mittausten mahdollisimman yksinkertainen toteutettavuus. Tämä vaatimus asetettiin siksi, että haluttiin mitata kosketuksessa syntyvää luistoa yksityiskohtaisesti digitaalisen kuvakorrelaation avulla.

Vaatimusten lisäksi suunnitteluvaiheessa listattiin toiveet, ominaisuudet joiden toteutuminen koejärjestelyn onnistumisen kannalta ei olisi välttämätöntä, mutta suotavaa. Usein toiveet voivat olla käytännön toteutuksen kannalta ristiriidassa keskenään, tai ristiriidassa varsinaisten vaatimusten kanssa. Hyvä esimerkki ristiriitaisesta toiveesta koneenrakennuksessa on rakenteen keveys yhdistettynä vaadittuun jäykkyyteen.

Koska ristiriitaisia toiveita ei pystytä toteuttamaan, on tyydyttävä tavallisesti parhaaseen kompromissiratkaisuun, jossa vaatimukset ja tärkeimmät toiveet toteutuvat. Yhtenä kriteerinä suunnittelutyön onnistumiseen voikin pitää vaatimus- ja toivelistan toteutusta. Uudelle koepalalle asetetut toiveet on koottu taulukkoon 2 prioriteetiltaan laskevaan järjestykseen, eli tärkeimmät toiveet ensin, vähäisemmät viimeisenä.

Taulukko 2. Toiveet koepalageometrialle.

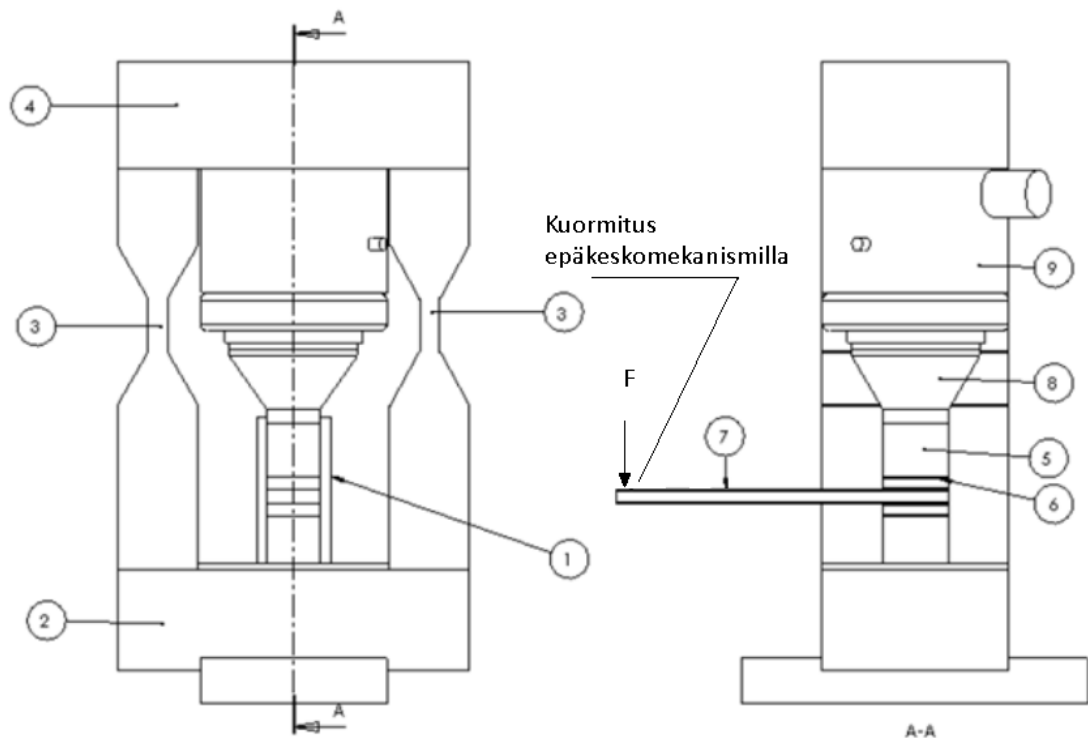
Mahdollisuus suorittaa kokeita vaihtokuormituksella.
Luistoamplitudi kosketusalueella on riippumaton taivutusjännityksestä.
Taivutusjännitys on vakio koepalan pituussuunnassa.
Hystereesienergian ja kitkan mittaaminen on mahdollista.
Yhdellä ajolla pystytään tutkimaan useampaa kuin yhtä ruuviliitosta.

Hystereesienergian ja kitkan mittaus tarkoittaa kitkan tekemän työn aiheuttaman häviön mittausta testin aikana, joka olisi mahdollista esimerkiksi toteuttaa mittaamalla ulkoista voimaa. Näin pystyttäisiin laskemaan ulkoisen voiman ja systeemistä palautuvan voiman tekemän työn erotus.

Näiden vaatimusten ja toiveiden pohjalta aloitettiin konseptisuunnittelu. Ratkaisun perusedellytyksenä kuitenkin oli vähintään kaksi koepalaa, jotka on liitetty toisiinsa pultti-liitoksella.

4.2 Nykyinen koelaiterakenne

Tarkastelemalla terävän reunan kitkaväsymisen tutkimiseen kehitettyä koelaitetta ja sen rakennetta on helppo päästä selville uuden koepalan likimääräisistä dimensioista. Kuvassa 16 on esitetty periaatekuva koelaitteesta.



Kuva 16. Testilaitteiston periaatekuva.

Koelaitteen toiminta perustuu tukipalojen (osa 5) väliin puristettuun koepalkkiin (osa 7). Paine tukipalojen väliin luodaan hydraulisynterillä (osa 9), joka on osien 2, 3 ja 4 muodostaman kehikon sisällä. Aikaisemmissa testeissä on käytetty tukipalojen ja koepalkin välissä vastinpaloja (osa 6). Koepalkkia kuormitetaan pystysuuntaisella liikkeellä palkin vapaasta päästä siirtymäohjatulla epäkeskomekanismilla. Käytössä olevan koepalkin kokonaispituus on 250 mm, jonka tukipalojen ulkopuolelle jäävä vapaapituus on 200 mm. Vastaavasti palkin paksuus on 10 mm ja leveys 40 mm.

Uuden koepalan paksuus päätettiin pitää edelleen vähintään 10 millimetrissä. Ohueman ainepaksuuden käyttö pienentäisi kyllä koelaitteen kokemia rasituksia, mutta valitun mitan katsottiin olevan minimi, jotta jännitysgradientit pysyisivät kohtuullisissa rajoissa. Toisaalta pitämällä ainepaksuus samana, saavutetaan parempi vertailukelpoisuus edellisten testitulosten kanssa. Paksummalla ainepaksuudella päästään myös suurempaan pulttiliitoksen muodostamaan kosketusalaan ilman, että joudutaan käyttämään hyvin suuria aluslevyjä.

Vanha koelaite asetti omat rajoitteensa uuden koepalan ulkoisille mitoille, sekä kuormituksille, joilla koepakettia voitaisiin kuormittaa. Koelaite rajoittaa kiinnityksen ja kammien väliin jäävän vapaan pituuden 200 millimetriin. Koepalan kokonaispituus sen sijaan voi kohtuuden rajoissa olla jonkin verran yli 250 mm, joka on vapaapituuden ja kiinnityksen pituuden summa. Tämä siksi, että koepalan kiinteästä päästä voisi ylimääräisen mitan jättää tukipalojen ulkopuolelle.

Koelaitteella on aikaisemmin ajettu testejä, joissa kammen tuottama voima on enimmäkseen noin 2 kN. Tätä pidettiin ohjearvona myös uuden koeasetelman suurimmalle sallitulle voimalle. Tämä arvo on siirtymäamplitudia vastaava staattinen voima, joka poikkeaa hieman käynninaikaisesta dynaamisesta kuormituksesta. Uuden rakenteen ollessa väistämättä hieman edeltäjää painavampi, muodostuvat dynaamiset hitausvoimat hieman suuremmiksi.

4.3 Konseptivaihtoehdot

Ideoinnin tuloksena syntyi kolme erilaista konseptivaihtoehtoa, joiden soveltuvuutta arvioitiin sekä mallinnuksen että alustavien testien avulla. Jokaisesta ratkaisuvaihtoehdosta rakennettiin SolidWorksilla tilavuusmallit, joita analysoitiin kyseisen ohjelmiston Simulation-paketilla. Tärkeimmät tarkastelun alla olleet parametrit olivat jännitykset ja luistot kosketusalueen ympäristössä. Jännitysjakaumia tarkasteltaessa huomiota kiinnitettiin etenkin siihen, että koepalat tulisivat vaurioitumaan oletettavasti kitkaväsymisen kautta nimenomaan pulttiliitoksen alueelta, eikä sen ulkopuolelta.

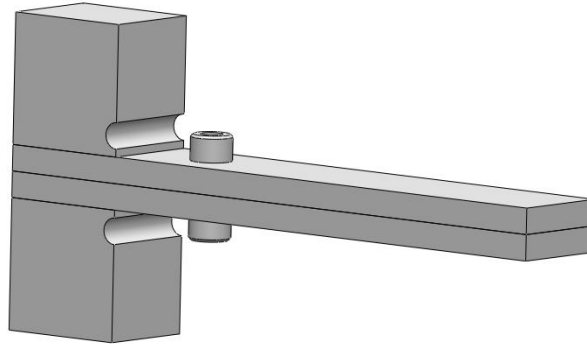
Alustavissa laskennoissa tehtiin melko paljon iterointia ja analyysien vaatima aika pyrittiin pitämään melko lyhyenä. Tästä syystä mallin verkotus jouduttiin pitämään melko harvana, joten analyysien arvoja voitiin pitää lähinnä suuntaa antavina etenkin lovivaihtokutuksien läheisyydessä. Analysointiin käytetyn ohjelmiston soveltuvuus varsinaiseen kontaktilaskentaan ei ole myöskään paras mahdollinen. SolidWorksissa Simulation on mekaniikkasuunnittelijan käyttöön suunniteltu FE-ohjelma, joka on tarkoitettu lähinnä verrattain yksinkertaisiin jännitysten ja siirtymien laskentaan. SolidWorksin kiistaton etu on kuitenkin suunnittelu ja laskentaympäristön sulava rinnakkaiskäyttö, joka mahdollistaa tehtyjen muutosten vaikutusten analysoinnin nopeasti ja riittävän tarkasti konseptivaihtoehtojen arviointiin.

Yksi suunnitteluvaiheen lisäarvo olikin katsoa, kuinka tällaisen pohjimmiltaan mekaniikkasuunnitteluun tehdyn ohjelmiston avulla olisi mahdollista selvittää kitkaväsymiselle alttiiden kohteiden sijainti ja jännitystasot. Hyöty tällaisesta tiedosta pystyttäisiin ulosmittaamaan tuotesuunnittelun ketjussa, jos mekaniikkasuunnittelija pystyisi jo itse näkemään mahdolliset ongelmat kitkaväsymisen kanssa, ennen osan siirtämistä laskentatiimille, tai peräti valmistukseen. Tällaisessakaan tilanteessa tarkka tieto kohteen jännityksistä ei olisi välttämätön, vaan tarvittaisiin vain joku indikaattori, jonka avulla analysointia ja suunnittelua osattaisiin jatkaa.

4.3.1 Kaksi päällekkäistä palkkia

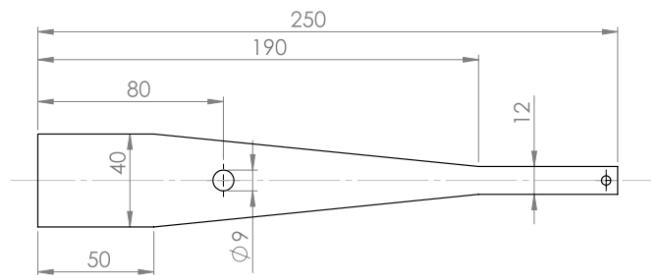
Ensimmäinen vaihtoehto jota lähdettiin tarkemmin tutkimaan, koostui asetelmasta, jossa kaksi saman paksuista palkkia on kiinnitetty puristamalla koelaitteeseen päällekkäin ja liitetty toisiinsa ruuviliitoksella kuvan 17 mukaisesti. Tästä konfiguraatiosta analysoitiin

vielä kaksi variaatiota, a) kolmion mallisella, vapaaseen päähän päin kapenevalla palkilla, jossa on näennäisesti vakiotaiivutusjännitys palkin pituussuunnassa, sekä b) suorakaiteen mallinen, jossa taivutusjännitys kasvaa lineaarisesti palkin kiinteää päätä kohti mentäessä.



Kuva 17. Kahden päällekkäisen palkin konfiguraatio suorakaidegeometrialla.

Jotta koepalkkeihin olisi saatu vakio taivutusjännitys pituussuunnassa, olisi palkkien leveys vapaassa päässä oltava näennäisesti nolla. Tämä vaatimus olisi pystytty toteuttamaan siten, että palkin reunaviiva olisi seurannut tätä tasasivuista kolmiota noin puoleen väliin pituutta, jonka jälkeen leveys olisi pysynyt vakiona kuvan 18 mukaisesti.

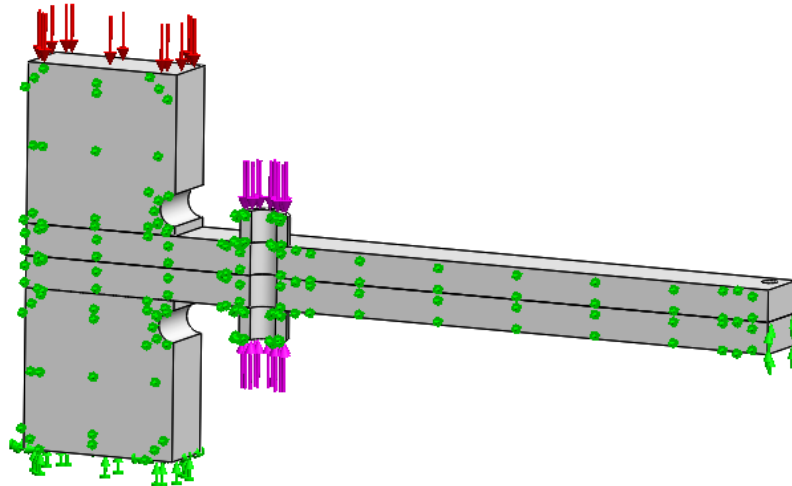


Kuva 18. Esimerkki vakiotaiivutusjännityksen kosketusalueelle tuottavasta geometriasta.

Palkin leveys olisi kuitenkin vähentynyt niin paljon, ettei liitoskohtaa juuri olisi voinut siirtää vapaaseen päähän päin ilman, että kosketusalue olisi rajautunut palkin reunoihin. Koska tärkeämpänä toiveena pidettiin taivutusjännityksen ja luiston riippumattomuutta, eli käytännössä mahdollisuutta muuttaa reiän paikkaa, tästä variaatiosta luovuttiin. Lisäksi tämän palkin valmistuskustannukset olisivat muodostuneet huomattavan korkeiksi sekä koneistuksen, että hionnan osalta.

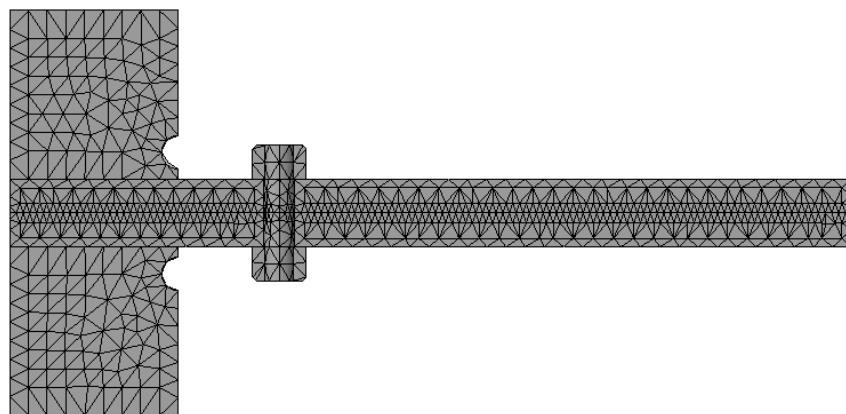
Analysointiin käytetty laskentamalli koostui koepalkeista, aluslevyistä, sekä tukipaloista kuvan 19 mukaisesti. Koko malli oli halkaistu symmetrisesti keskilinjalta ja tuettu symmetriaehdolla (symmetry). Alempi tukipala oli alapinnastaan kiinteästi tuettu (fixed). Ylemmän tukipalan päälle tuotiin 100 MPa paine (pressure), joka vastasi koelaitteella käytettävää kiinnityspainetta. Aluslevyjen pinnoille tuotiin esikristisyvoimaa vastaavat voimat (external force). Taivutusjännitys tehtiin vapaan päään siirtymäehdolla (displacement).

Kaikille pinnoille mallinnettiin kosketus ehdolla ”no penetration”. Tämä ehto sallii osien luistamisen toisiensa suhteen, mutta ei painumista sisäkkäin. Kaikille kosketuspinnnoille käytettiin samaa kitkakerrointa. Laskenta suoritettiin ”direct sparse”-ratkaisijalla, joka SolidWorksin ohjeiden mukaan toimii parhaiten kontaktilaskennassa.



Kuva 19. Analysointimallin kuormitukset ja tuennat.

Malli verkotettiin ohjelmistossa vakiona käytettävällä tetraelementillä. Elementin koko koepalkkien rajapinnassa oli 1,5 mm. Rajapinnan ulkopuolella käytettiin harvempaa verkotusta mallin keventämiseksi (kuva 20). Elementtien kokonaismäärä tällä verkotuksella oli noin 62 000. Näin päästiin melko kohtuulliseen, noin kahden tunnin laskenta-aikaan tavanomaisella tietokoneella.



Kuva 20. Analysointimallin verkotus

Esitellyn mallinnustavan mukaisia periaatteita käytettiin kaikkien konfiguraatioiden analysointiin. Verkotuksesta on hyvä huomata, että vaikka tutkittavan kosketuksen osalta elementtikokoa on pienennetty, ei se silti ole riittävän tiheä paikallisten jännityshuipujen tarkkaan laskentaan. Käytetty elementtikoko kuitenkin pystyy näyttämään rasiteuimman kohdan likimääräisen sijainnin, vaikka jännityshuipun arvo ei välttämättä olisi sikaan kovin tarkka.

Analyysejä suoritettiin eri kitkakertoimilla välillä 0,2...1. Tavanomaisella teräs-teräs-parin kitkakertoimella 0,2 rasi-tuvin alue koepalkeissa oli reiän reunalla. Kuitenkin kitkakertoimella 0,9 selkeästi rasi-tuvin kohta löytyi koepalkkien välistä, muutama millimetri reiän reunasta vapaaseen päähän päin. Kuvassa 21 on näkyvillä alueet, joissa x-suuntainen vetojännitys ylittää 125 MPa:n arvon. Analyysi on tehty 25 kN esikiristyksellä ja 1,83 mm taivutusamplitudilla palkin päässä. Tämä tarkoitti sitä, että järjestely toimisi todennäköisesti toivotulla tavalla siinä vaiheessa, kun kitkakerroin nousee testin aikana. Varmuutta siitä, kuinka nopeasti, tai nouseeko kitkakerroin ollenkaan testin aikana näin ylös, ei kuitenkaan ollut. Tällä konfiguraatiolla oli mahdollisuudet toimia vaatimusten mukaan siinä tilanteessa, kun kitkakerroin nousee kitkaväsymiselle tyypilliseen yli 0,6 arvoon.



Kuva 21. Suurimman vetojännityksen siirtyminen reiän etupuolelle kitkakerrointa kasvatettaessa.

Tämän rakenteen tärkein etu on kuitenkin yksinkertainen siirtymäkenttä DIC-mittausta ajatellen, sillä koepalkin ulkoreuna on yhdensuuntainen luistosuunnan kanssa. Selkeä etu oli myös helppo valmistettavuus. Vähimmillään uusi koepala syntyisi vanhasta koepalasta poraamalla halutun kokoinen reikä sopivaan kohtaan.

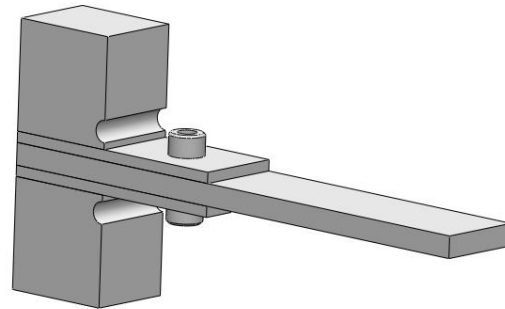
Suurimmat hankaluudet ja epävarmuudet tässä rakenteessa olivat koepaloihin aluslevyjen alle syntyvät verrattain suuret jännitykset, sekä palkin vapaan pään kontakti, joka ideaalitilanteessa pitäisi olla kitkaton, jottei sillä olisi vaikutusta tutkittavaan kosketukseen. Voimakkaiden kuormitushuippujen syntyminen tutkittavan kosketusalueen ulkopuolelle altistaa koepala-asetelman riskille rikkoutua väärästä kohtaa.

Kitkallisen kontaktin syntyminen kammen kiinnityksen kohdalle koepalojen väliin aiheuttaa puolestaan vaikeuksia, jos hystereesienergiaa on tarpeen tutkia. Tätä varten kehitettiin kammen kiinnitin, josta lisää luvussa 4.7.2. Sen tarkoituksena oli minimoida tarvittava puristusvoima palkkien päässä, mutta kuten myöhempana on kerrottu, tätä

tavoitetta ei kuitenkaan täysin saavutettu. Koelaitteen toiminnan kannalta tällä ei kuitenkaan ollut merkittävää negatiivista vaikutusta. Tähän konfiguraatioon viitataan myöhemmin merkinnällä K1.

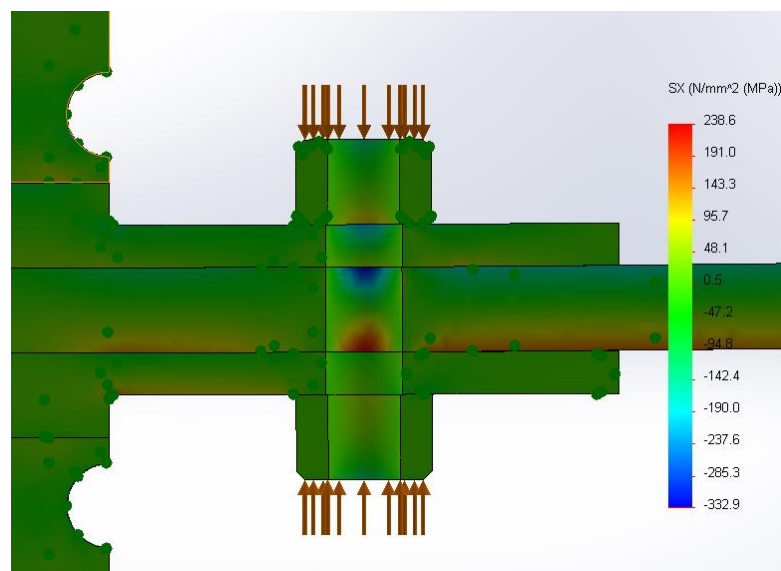
4.3.2 Kolme päällekkäistä palkkia

Toinen konfiguraatio oli asetelma, jossa yksi paksumpi palkki olisi kahden ohuemman välissä kuvan 22 mukaisesti, jolloin syntyy kaksi kosketusta. Tämä malli on hyvin lähellä kappaleessa edellisessä alaluvussa esiteltyä rakennetta, mutta kahden ohuemman vastinpalan avulla on pyritty poistamaan haitallisia jännityskeskittymiä aluslevyjen alla.



Kuva 22. Kolmen päällekkäisen palkin konfiguraatio

Jännityskeskittymien osalta ratkaisu osoittautui alustavien laskelmien osalta toimivaksi, suurimmat jännitykset muodostuvat keskimmäiseen koepalaan. Aluslevyjen alle ei syntynyt huomattavia jännityshuippuja, kuten kuvasta 23 havaitaan.



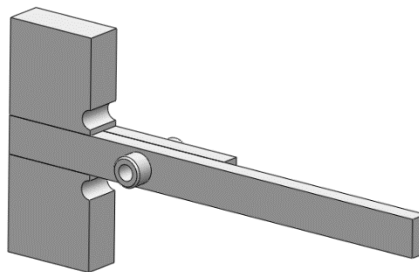
Kuva 23. X-suuntainen taivutusjännitys siirtymäamplitudilla 2,6mm, $\mu=1,0$.

Kuvasta 23 havaitaan, että reiän reunalle syntyvä jännityshuippu on melko suuri reiän vapaalla puolella kosketuspinnassa vallitsevaan jännitustasoon verrattuna. Huippuarvo löytyi kuitenkin vastaavasta kohtaa, kuin kahden päällekkäisen palkin konfiguraatiossa.

Kun liitettävät osat ovat ohuempia, muodostuu ruuviliitoksen kosketusala pienemmäksi ja kosketuspaine reiän reunassa suuremmaksi. Siksi tässä mallissa olisi mahdollista käyttää myös suurempaa ruuvikokoa ja halkaisijaltaan suurempaa aluslevyä ilman, että kosketusalue rajautuu koepalan reunaan. Ohuemmista vastinpaloista johtuen testin toistettavuuden arvo kuitenkin kärsii. Vastinpalojen säröytyminen ennen varsinaista koepalaa vaikuttaa väistämättä varsinaisen koepalan käyttäytymiseen, joka olisi ollut erittäin vaikeasti analysoitava lisämuuttuja väsytesteissä. Haittapuolena kahdesta kosketuksesta oli myös siirtymäkentän monimutkaistuminen. Tähän konfiguraatioon viitataan myöhemmin merkinnällä K2.

4.3.3 Kaksi rinnakkaista palkkia

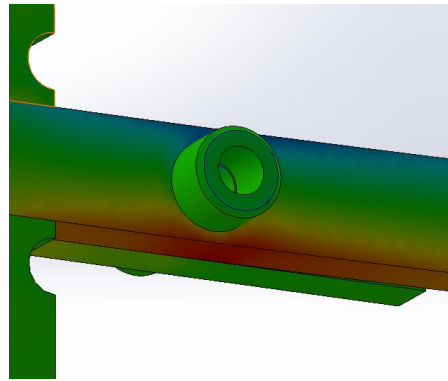
Viimeinen tarkasteluun otettu vaihtoehto koostui kuvan 24 mukaisesta asetelmasta, jossa koepalat oli kiinnitetty toisiinsa edellisen tapaan pultilla, mutta pakettia kierrettiin 90 astetta, jolloin liitos tuli vaakatasoon. Koepalojen mittoja muutettiin myös vastaamaan koelaitteen rakenteellista maksimikuormaa vastaavaksi. Tällä rakenteella haettiin erityisesti jännityskeskittymien poistamista aluslevyjen alta ilman, että liitettävien osien paksumutta tarvitsisi vähentää.



Kuva 24. Kahden rinnakkaisen palkin konfiguraatio.

Reikä sijaitsi tässä mallissa koepalan neutraaliakselilla, jolloin sen aiheuttamat jännityshuiput ovat merkittävästi pienemmät kuin esitellyissä kahdessa muussa vaihtoehdossa. Taivutusjännityksen huiput muodostuvat palkin ylä- ja alapinnalle, suurin piirtein pienimmän poikkileikkauksen tasalle reiän kohdalle. Riski kuormittaa koepalkki poikki normaaliväsymisen kautta, olisi todennäköisesti ollut pienin tässä konfiguraatiossa.

Tässä rakenteessa aluslevyjen alle ei syntynyt samanlaisia jännityskeskittymiä, kuten ensimmäisenä esitellyssä konfiguraatiossa (kuva 25). Syynä on palkin taipuman suunta, joka ei juuri aiheuta käyritystä koepalkkien sivupinnoilla, jolloin pintapaine aluslevyn alla pysyy tasaisempana.



Kuva 25. Maksimivetojännityksen alue kahden rinnakkaisen palkin konfiguraatiossa (punaisella).

Tämän mallin suurimpana hankaluutena oli ehdottomasti siirtymämittaus DIC:n avulla, koska luisto tapahtuu sekä palkin x-, että y-suunnissa. Yksi käytännön vaikeus olisi vielä toteuttaa kuormittaminen siten, että se tapahtuisi kahden palkin yhteisen vääntökeskiön kautta, eikä rakenne alkaisi värähtelemään sivuttaissuunnassa. Yksi ratkaisuvaihtoehto tähän oli kiinnittää lyhemmän koepalkin toinen pää koelaitteen runkolevyyn.

Hyvää yhteensopivuutta DIC-mittausten kanssa pidettiin kuitenkin niin tärkeänä asiana, ettei tämän konfiguraation katsottu olevan kelvollinen lopulliseen toteutukseen. Tästä syystä jatkokehittelyjä, tai alustavia testejä tällä rakenteella ei suoritettu.

4.4 Palkin normaaliväsymisen tarkastelu

Suunnittelun tässä vaiheessa alustaviin testeihin oli valittu kaksi ensimmäisenä esiteltyä konfiguraatiota. Koejärjestelylle oli esitetty vaatimuksena, että koepalkin vaurioitumien tulisi tapahtua kitkaväsymisen mekanismilla tutkittavan kosketuksen alueelta. Suurimmat riskit koejärjestelyn väärin toimimiseen olisi ollut koepalkin katkeaminen kiinnityksen juuresta, sekä mahdollisesti aluslevyn liikkeen aiheuttaman kitkaväsymisen seurauksena palkin ulkopinnalla. Myös reiän aiheuttama lovivaikutus saattaisi altistaa koepalkin normaaliväsymiselle.

Palkin juuren normaaliväsymisen riskiä vähennettiin muotoilemalla kiinnityspalojen reunaan helpotusurat, jotka vähensivät terävän reunan aiheuttamaa jännityshuippua. Joustava reuna pienentää pintapainehuippua ja toisaalta taivutusjännityksen gradientti palkin x-suunnassa muodostuu loivemmaksi. Helpotusurien muotoilu toteutettiin siten, että pintapaine tukipalan reunassa saatiin laskemaan, mutta jäykkyyden menetys ei vaikuttaisi merkittävästi koejärjestelyyn. Analyysien mukaan helpotusura aiheutti noin 15 μm siirtymän pystysuunnassa, jolla ei katsottu olevan haitallista vaikutusta testeihin. Todellisuudessa suurempi vaikutus muodostui koelaitteen rungon liikkeestä. Ajettuja testejä tarkasteltaessa kiinnityksen reunaan syntynyt värähtelykulumisen jättämä jälki

oli niin mietoa, että olisi voinut olla mahdollista, että koejärjestely olisi voinut toimia myös ilman näitä uria.

Koejärjestelyn palkeissa muodostuu reiän kohdalle taivutusjännityksen huippu, jos reiässä ei ole esikiristettyä pulttia, tai jos esikiristetyn liitoksen kitkakerroin ei nouse riittävän korkealle. Tätä huippua ei pystytä geometrisesti poistamaan, joten oli tyydyttävä etsimään sellaiset raja-arvot, joilla koejärjestely tulisi toimimaan toivotulla tavalla. Analyysien mukaan kitkakertoimella 0,6 oltaisiin jo sellaisella alueella, että vaurioituminen tulisi tapahtumaan reiän vapaalta puolelta.

Koepalamateriaalin väsymisparametreista on jo runsaasti tutkimusdataa, joten suurimmaksi ongelmaksi jäi selvittää todellisen kuormitustilanteen jännityskenttä. Kyseiselle kuormitustapaukselle, ympyräreikä palkissa taivutuskuormituksen alla, on saatavilla likiarvokaavoja ja kuvaajia. Tällaisen likiarvotaulukon mukaan lovenmuotoluvuksi tulisi n. 2,0 [Salmi & Pajunen 2010]. Jännityskeskittymän suuruutta arvioitiin myös FE-analyysillä kuormittamalla yksittäistä koepalaa ja vertaamalla jännityksen huippuarvoa jännityksen nimellisarvoon. Näin päästiin lovenmuotolukuun $K_t=2,27$. Käyttämällä loviherkkyyslukua $q=1$, saatiin kaavalla

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (4.4.1)$$

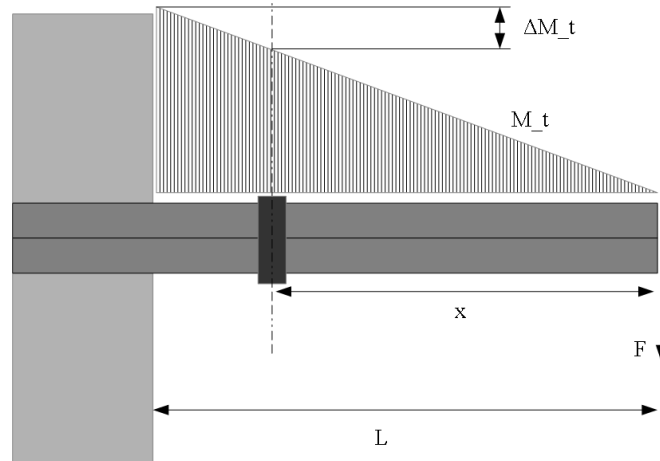
lovenvaikutusluvuksi $K_f = 2,27$. Valituilla kuormitustasoilla reiän reunan jännitykset pysyivät lovenvaikutusluku huomioon ottaen normaaliväsymisen rajan alapuolella, mutta silti ei ollut täyttä varmuutta, miten yhdistetty värähtelykuluminen vaikuttaisi tilanteeseen.

Ei voida sanoa selvää rajaa sille, onko säröytyminen tapahtunut normaali- vai kitkaväsymisen mekanismilla, jos särö on lähtenyt reiän reunasta, koska reunakin on kitkaväsymiselle altistavalla alueella. Siksi tavoitteena oli, että palkit vaurioituisivat selkeästi reiän vapaalta puolelta, eivätkä pienimmän poikkileikkauksen alueelta. Tällöin pystyisi varmuudella sanomaan, että kitkaväsyminen on ollut vaurioitumiseen ajava mekanismi.

4.5 Pultin mitoitus ja väsymistarkastelu

Pultin kokoa haarukoitiin alussa väliltä M6...M10, joista M8-koko osoittautui pienimmäksi riittävän esikiristysvoiman antavaksi pultiksi. Mitoituksesta teki haastavan perinteeseen koneensuunnittelumitoitukseen nähden se, ettei kohteessa ollut tilankäytöllisesti, eikä testipaketin toiminnan kannalta mahdollista käyttää suuria varmuuskertoimia. Liian suuri pultti ja pultin reikä olisivat vaikuttaneet palkin normaaliväsymiskestävyyteen haitallisesti ja toisaalta iso pultti kiristettynä hyvin matalalle esikiristystasolle ei välttämättä tulisi pysymään kiinni.

Pulttia kuormittava leikkausvoima syntyy koepalkkien pintojen pituudenmuutoksesta, joka syntyy taivuttavan kuorman alla. Pinta, jolla taivutusjännitys on positiivinen, pyrkii venymään ja pinta, jolla taivutusjännitys on puristava, pyrkii puristumaan kokoon. Kun oletetaan että kiinteässä päässä tukipalojen alla palkit eivät pääse luistamaan toisiinsa nähden, kasvaa liitosta leikkaava kuorma vapaata päätä kohden kuljettaessa. Pulttiliitoksen tulee siis kantaa palkkiparin välinen leikkausvoima, joka on verrannollinen etäisyyteen kiinteästä päästä.



Kuva 26. Pultin mitoituksessa käytetty periaate.

Pulttiliitoksen mitoituksessa lähdettiin liikkeelle 3D-mallille tehdyistä FE-analyyseistä, joiden pohjalta haarukoitiin sopivia jännitystasoja, sekä luistoamplitudeja. Kun sopiva palkkiparia kuormittava voimataso oli suunnilleen tiedossa, tarkastettiin liitosta kuormittava leikkausvoima soveltaen esimerkkiä [Salmi & Pajunen 2010].

Neliömomentti lasketaan palkkiparille siten, että oletetaan niillä olevan omat neutraaliakselit. Tällöin käytetään neliömomentin I_z laskemisessa leveyttä $b=40$ mm, $h=10$ mm kaavassa

$$I_z = \frac{b \cdot h^3}{12} * 2 \quad (4.5.1)$$

Todellisuudessa jos pulttiliitos kantaa leikkausvoiman, eli liitos pysyy pidossa, neutraaliakselit yhtyvät liitoksen kohdalla. Käytetty menetelmä antaa suuremman leikkausvoiman, kuin jos oletettaisiin, että palkit pysyisivät pidossa koko pituudeltaan ja neliömomentti laskettaisiin korkeudella $h=20$ mm. Kummankin liitososan staattinen momentti S_z , lasketaan kyseisen poikkileikkauksen keskikohdan etäisyydellä liitospinnasta $y=5$ mm.

$$S_z = b * h * y \quad (4.5.2)$$

Taivutusmomentin muutos ΔM_{tz} kiinteän pään ja pulttiliitoksen keskikohdan välissä

$$\Delta M_{tz} = F(L - x) \quad (4.5.3)$$

Liitosta kuormittava leikkausvoima Q saadaan siten kaavalla

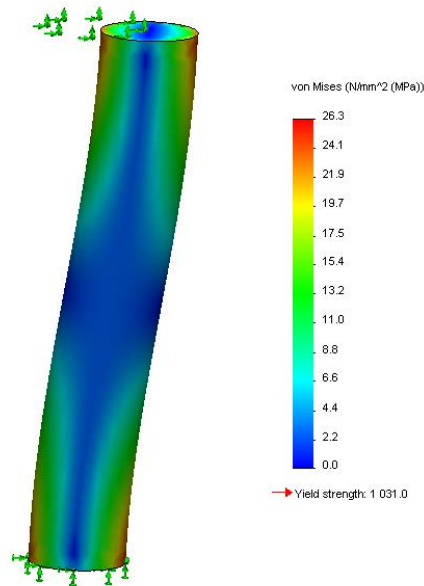
$$Q = \frac{\Delta M_{tz} * S_z}{I_z} \quad (4.5.4)$$

Tällä yksinkertaisella menetelmällä saatiin pulttiliitosta kuormittavaksi leikkausvoimaksi 10,8 kN, kun käytettiin voiman F arvona 1200 N, joka vastaa suurimman suunnitellun taivutusamplituditason voimaa. Varmuuskerroin n lasketaan leikkauskuormituksen alaiselle liitokselle kaavalla

$$n = \frac{F_M * \mu}{Q} \quad (4.5.5)$$

Perinteinen koneensuunnittelussa käytetty kitkakerroin teräs-teräs-parille on 0,2. Käytämällä tätä arvoa ja pienintä esikivistysvoimaa 20 kN, saadaan varmuuskertoimeksi pulttiliitoksen täydelliselle luistamiselle $n=0,37$. Vastaavasti kitkakertoimella 0,8 sama esikivistysvoima tuottaa varmuuskertoimen $n=1,5$. Näillä parametreilla liitos on todennäköisesti kokonaisluistossa alussa, mutta kitkakertoimen noustessa liitokseen syntyy pitoalueita kitkakertoimen noustessa.

Pultin väsymistarkastelu tehtiin FE-analyysien korkeimman taivutusamplituditason pohjalta saaduista aluslevyjen siirtymien arvoista. Pultin jännitysanalyysi tehtiin mallintamalla M8-koon pultin sydänhalkaisijalla 7,188mm liitospaksuutta 40 mm vastaava pyörötanko. Mallin toinen pää tuettiin kiinteästi, yläpäälle annettiin aluslevyjen pinnoilla keskimääräistä siirtymäresultanttia vastaava sivuttaissiirtymä 0,01mm (kuva 27). Mallissa molemmat päät pysyvät yhdensuuntaisina. Kuormitustapausta vastaa siis vakavinta tapausta, sillä todellisuudessa pultin kanta pääsee jonkin verran luistamaan ja kallistumaan aluslevyn päällä. Väsyttävän kuorman jännitysamplitudiksi saatiin tällä tavalla noin 26 MPa.



Kuva 27. Pulttiin syntyvät väsyttävät kuormat.

Standardin VDI-2230 mukaan, kaavalla 2.3.1 laskettu raja-amplitudi σ_{ASV} on noin 50MPa, eli tämän tarkastelun mukaan ruuvi pysyy vielä helposti väsymisrajan turvallisella puolella. Mutterin ja kierteen päätteen väliin jäi myös suositusten mukaisesti noin 5 avointa kierrekerrosta.

4.6 Alustavat testit

Ennen suuremman koepalaerän tilaamista suoritettiin kaksi testiä kahdella ensin esitellyllä konfiguraatiolla, jotta löydettäisiin mahdollisesti odottamattomia ilmiöitä, kuten esimerkiksi pultin merkittävä löystyminen, tai väsyminen, tai koepalan murtuminen väärästä kohden. Kahdella alustavalla testillä oli tarkoitus myös saada tietoa sopivasta kuormitustasosta, jolla testin pituus saataisiin vähintään miljoonaan sykliin, eikä palkkeja kuormiteta rikki liian aikaisin.

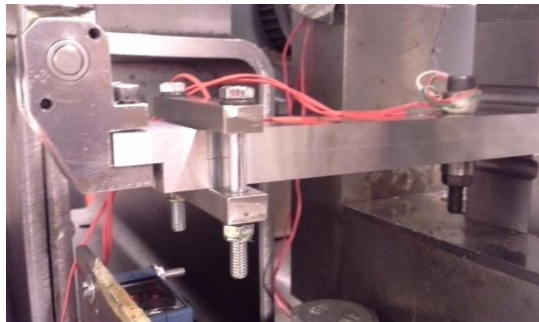
Alustavissa testeissä huomattiin heti ensimmäisenä, ettei ruuvien aksiaalivoiman mittaamiseen tehty voima-anturi toiminut riittävän luotettavasti. Voima-anturin periaateratkaisuun otettiin mallia alumiinille suoritetuista pulttiliitoksen fretting-kokeista [Chakherlou et al 2012], jossa voima-anturina toimi 10mm korkea aluslevy, johon oli liimattu kaksi venymäliuskarusetta. Tämän työn testejä varten tehdyissä aluslevyissä oli kolmen liuskan venymäliuskarusetit. Molempien rusettien liuskoista kaksi liitettiin kokosiltakytkentään. Kytkentä oli lämpötilakompensoitu siten, että kaksi ruuvien suuntaista liuskaa mittasivat venymää ja kaksi kohtisuoraa liuskaa olivat lämpötilakompensointiliuskoja.

Tavoitellulla maksimi esikiristyksellä (n. 30 kN aksiaalivoima) aluslevyyn olisi syntynyt noin 1000 $\mu\epsilon$ venymä, joka on merkittävästi vähemmän, mitä itse pulttiin syntyy,

mutta kuitenkin riittävästi, että se venymäliuskalla voidaan helposti havaita. Ongelmaksi kuitenkin syntyi pultin kiristyksestä syntyvä vääntö, joka siirtyi myös aluslevyyn. Oletettavasti tästä ilmiöstä johtuen venymäluiskadatan mukaan pultti olisi kiristynyt lisää koelaitteen käynnistyksen jälkeen, vaikka todellisuudessa kyse oli todennäköisesti väännön häviämisestä liitoksen osien asettuessa.

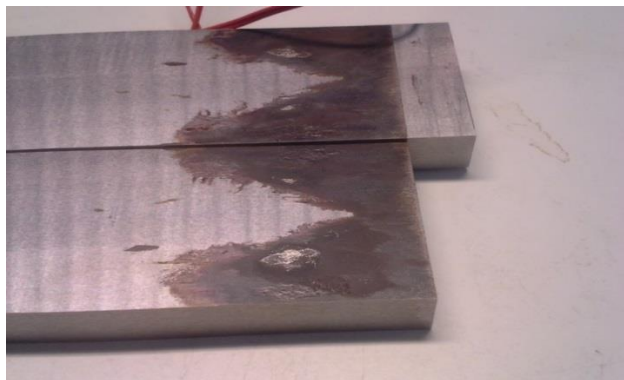
Pultti kiristettiin ensimmäisessä testissä 47 Nm momenttiin, joka on suositeltu maksimi M8-koon 12.9 lujuusluokan pultille [NordLock]. Pääasiassa kitkan vaikutuksesta esikiristysvoima jäi arviolta noin puoleen tavoitearvosta (n. 15 kN). Toiseen testiin pultti kiristettiin ilman momenttiavainta samaan aksiaalivoimaan seuraten venymäliuskavahvistimen antamaa arvoa.

Koelaitteessa ei vielä testien alkaessa ollut sopivaa 20 mm leukavälin kammen kiinnittintä, joten kaksi päällekkäistä palkkia kiinnitettiin vapaasta päästä kuvan 28 osoittamalla väliaikaisratkaisulla.



Kuva 28. Vapaan pään kiinnitysjärjestelyt ensimmäisessä alustavassa testissä.

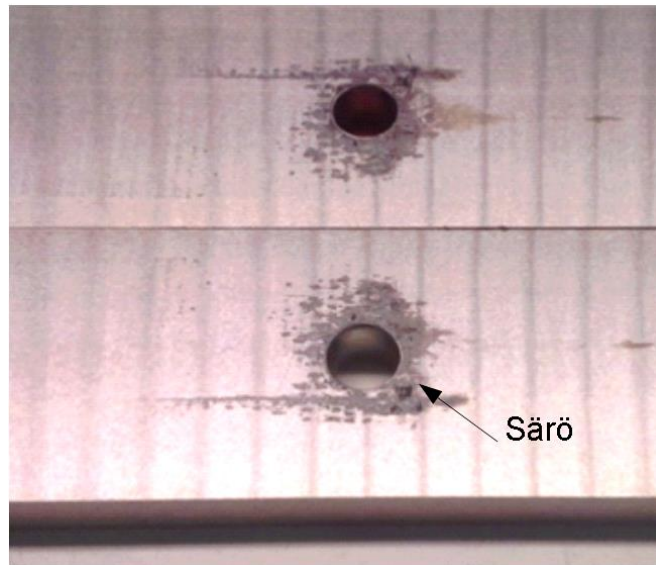
Kuvassa 28 näkyy myös alempi palkki, joka sahattiin noin 15mm lyhyemmäksi, sallien kammen kiinnittimen asettamisen ylemmän palkin päähän. Kuvan mukainen puristin aiheutti kosketuksen pannan alueelle koepalojen väliin, josta aiheutui laajan kulumisjäljen lisäksi koepalojen lämpenemistä (kuva 29).



Kuva 29. Pantakiinnittimen aiheuttama kulumisjälki.

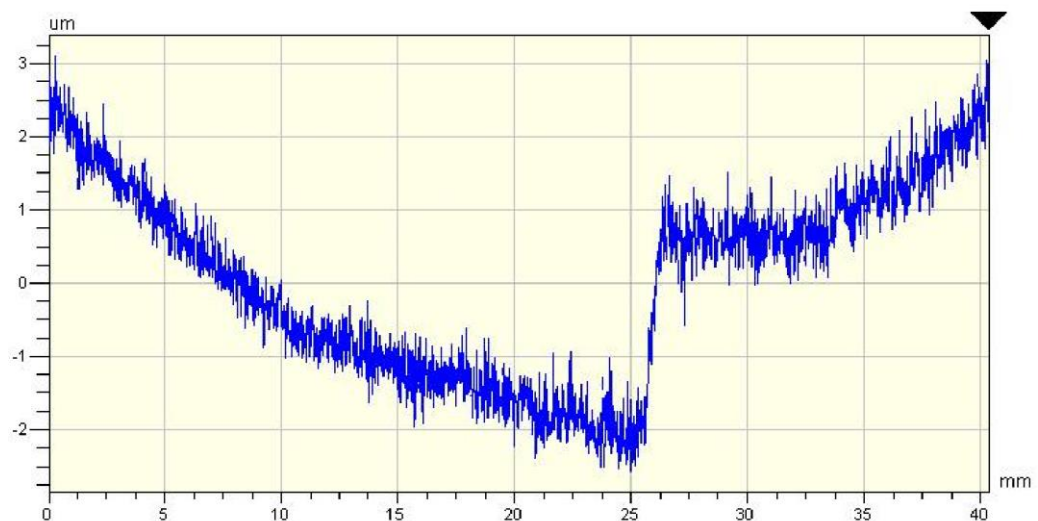
Tämän testin säröt ja kulumisjälki näkyvät kuvassa 30, jossa säröt ovat syntyneet haluttuun paikkaan reiän vapaalle puolelle. Kuvassa näkyy myös hionnan jättämän perusta-

soa korkeammalla olevan ajojäljen huippu, jossa kulumisjälki kulkee palkin pituussuunnassa huomattavasti pidemmälle reiän kiinteälle puolelle.



Kuva 30. Ruuviliitoksen kohdalle syntynyt kulumisjälki, alustava testi 1.

Alustavissa testeissä todettiin koejärjestelyn herkkyys erittäin pienille pinnan korkeusprofiilin poikkeamille. Muutamissa koepalkeissa oli silmin havaittavia hiomakiven kahden erillisen ajon jättämiä jälkiä, jotka pystyi näkemään valoa vasten kääntelemällä. Kynnellä raaputtamalla korkeuseroa ei kuitenkaan huomannut. Optisella profilometrillä tehdyt mittaukset paljastivat ongelmat käytetyssä hiontamenetelmässä (kuva 31).



Kuva 31. Profilometrillä mitattu koepalkin leveysuuntainen pintaprofiili.

Kuvassa 31 näkyvä korkeusprofiili edustaa suhteellisia korkeuseroja. Kuvassa on kohdassa n. 26 mm näkyvä porras, joka on korkeudeltaan noin 2,5 μm . Samassa kohtaa kulki myös silmin havaittava kahden erillisen ajojäljen raja. Tällaiseen kohtaan muodostui myös ensimmäisessä alustavassa testissä konfiguraatiolle K1 syntynyt pidempi ku-

lumisjälki. Profilometrillä mitatuissa kappaleissa, joissa oli samanlainen paljaalla silmällä erottuva porras, portaan korkeudet vaihtelivat välillä noin 2-3 μm .

Toinen alustava testi suoritettiin konfiguraatiolle K2. Ruuviliitoksen välisen kosketuksen kulumisjälki oli samankaltainen edellisen testin kanssa, mutta pintapainejakauman ollessa erilainen ohuemman ainepaksuuden takia. Koepalkki säröytyi hieman lähempää reiän reunaa. Molemmissa testeissä palkit siis säröytyivät toivotulla tavalla ja kulumisjälki oli selkeästi nähtävillä.

Jälkimmäisessä testissä kuitenkin huomattiin yhtä vakavaa säröytymistä myös 5 mm paksuissa vastinpalloissa, kuin itse koesauvassakin, joka on ei-toivottu ilmiö testin kannalta. Jos vastinpalat säröytyvät ennen koepalaa, vaikuttaa se väistämättä pito- ja luistoalueisiin kosketuksessa. Konfiguraatiossa K1 tätä ongelmaa ei tule, koska siinä molemmat palkit ovat testin kannalta samanarvoisia, toisin kuin K2:n vastinpalat, joiden on tarkoitus toimia vain liitososina.

Alustavien testien perusteella päädyttiin kuitenkin valitsemaan K1 lopulliseksi rakenteeksi, jolla testejä ruvettaisiin tekemään. Kyseisen konfiguraation valintaa puolustavat tärkeimmät tekijät ovat:

- helppo valmistettavuus,
- yksi tutkittava kosketus,
- koetulosten kannalta samanarvoiset palkit,
- suurempi kosketusala ja matalampi pintapainehuippu verrattuna K2:een.

4.7 Parannukset ennen varsinaista koetoimintaa

Alustavissa testeissä havaittiin muutama kohde, joihin oli syytä tehdä pieniä parannuksia ennen kattavampia testisarjoja. Parannukset kohdistuivat pultin esikiristysvoiman mittaukseen, palkin vapaan pään kiinnitykseen, sekä palkin valmistuksen yksityiskohtiin.

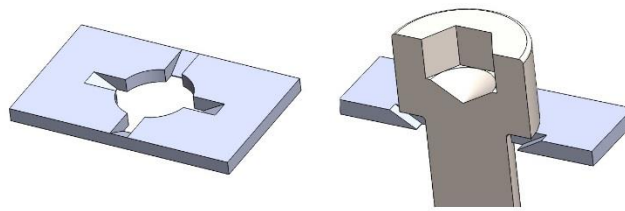
Pultin esikiristysvoiman mittauksessa tutkittiin kaupallisiakin vaihtoehtoja, mutta niiden toimitusaika ja hinta puolustivat oman anturointiratkaisun kehittämistä. Osa kaupallisista pultin voimamittaukseen tarkoitetuista antureista olisivat lisäksi tarvinneet soviteosia aluslevyn ja itse anturin väliin.

4.7.1 Pultin esikiristysvoiman mittausjärjestely

Pultin esikiristysvoiman mittaus päätettiin tehdä perinteisempään tapaan pultin rungosta neljän venymäliuskan avulla. Käytetty venymäliuska oli sama, kuin koepalkkien jännitysmittauksissa käytetty Kyowa KFG 2 mm. Toinen vaihtoehto olisi ollut käyttää porattavaa putkiliuskaa, mutta sen käyttö päätettiin hylätä, sillä ei haluttu pultin vetokuormituksen kestävyys heikkenevän. Koska pultin elinikä tulee olemaan rajallinen, on toi-

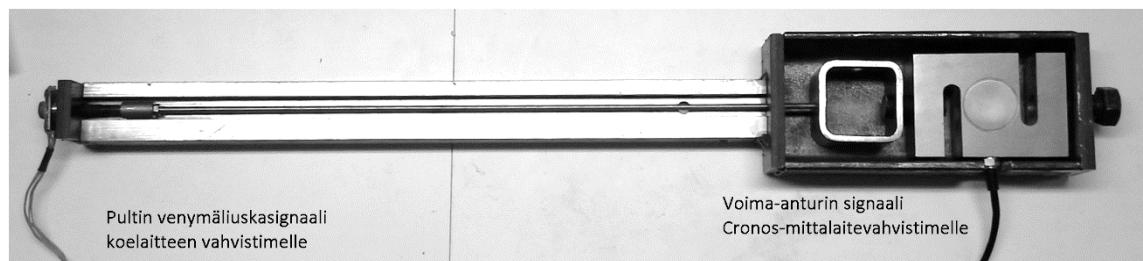
saalta myös helpompi ja halvempi valmistaa anturointi uuteen pulttiin käyttäen tavanomaista liuskaa.

Liuskoiden johdot vietiin pultin rungolle kuvan 32 mukaisen läpivientilevyn avulla. Johdon suojattu osa pujotettiin läpivientilevyn alapinnan tasalle, jolloin herkkään suojaamattomaan osaan ei tarvinnut tehdä taitosta. Liuskan venymää mittaava keskikohta asetui tällä järjestelyllä noin 15 mm pultin kannan alapuolelle, eli melko tarkkaan keskelle pultin kierteetöntä osaa. Liuskat suojattiin pultin rungossa teipillä, sekä läpivientilevyn päällä epoksiliimalla.



Kuva 32. Läpivientilevy venymäliuskoiden johdoille.

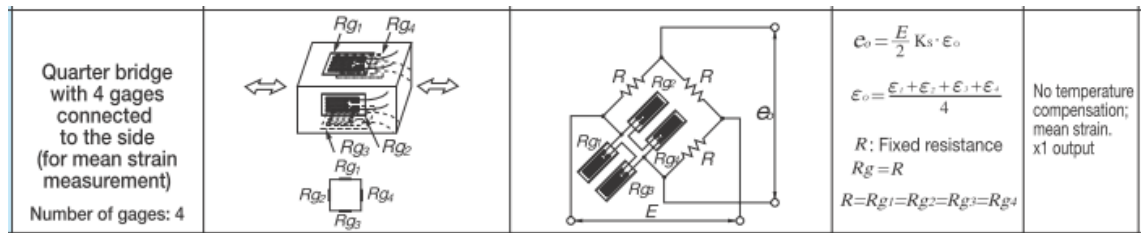
Pultin liuskoiden kalibrointia varten valmistettiin kuvassa 34 näkyvä teline, jossa pultilla voitiin kuormittaa kaupallista voima-anturia vetämällä..



Kuva 33. Pultin venymäliuska-anturoinnin kalibrointijärgi.

Tällä järjestelyllä pultin esikivistysvoiman arvo saatiin noin $\pm 5\%$ tarkkuudella. Parhaiten menetelmän tarkkuutta pystyisi parantamaan liuskoiden tarkemmalla linjaamisella. Verrattain ahtaaseen tilaan pultin rungolle liimattaessa jotkin liuskat asettuivat pari astetta vinoon. Menetelmän toistotarkkuus on todennäköisesti huomattavasti parempi, kuin absoluuttinen tarkkuus.

Liuskat kytkettiin $\frac{1}{4}$ -siltaan, jossa kaikki liuskat olivat aktiivisia. Silta mittaa siis keskimääräistä venymää, eikä lämpötilakompensointia ole. Liuskoiden kytkentäperiaate näkyy kuvasta 34, jossa neljä liuskaa muodostavat 120Ω vastuksen, joka vastaa yhden yksittäisen liuskan resistanssia. Kalibrointitulosten pohjalta voitiin koelaitteen tietokoneelle tehdä funktio, jonka avulla venymäliuskan datasta saatiin suoraan esikivistysvoiman arvo.



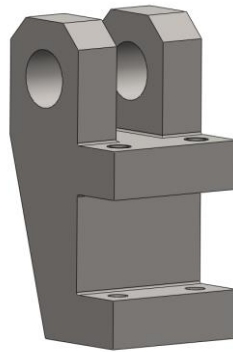
Kuva 34. Pultin venymäliuskojen kytkentäperiaate[Kyowa venymäliuskaesite].

Mittausten aikana pultin voimamittaus osoittautui toimivaksi ratkaisuksi. Mittausten mukaan myös esikristysvoima säilyi pultissa hyvin. Lämpötilakompensointi olisi ollut hyvä lisä, mutta M8-koon pultin rungolla ylimääräiselle liuskalle ei ollut enää tilaa. Lisäksi tila loppui myös läpivientilevystä.

4.7.2 Kammen kiinnitin

Vapaan pään kiinnitystä varten teetettiin 20 mm leukavälillä oleva kiinnitin (kuva 35), jolloin erillisen pantakiinnittimen käyttö on tarpeetonta. Tällöin kuormitus tapahtuu aina toisen palkin ulkopinnalta, eikä ylimääräistä puristusvoimaa tarvita kuin sen verran, että kiinnitin pysyy paikoillaan ja liitos on välyksetön. Alkuperäisenä ajatuksena oli käyttää kartiopäisiä pidätinruuveja palkin kiinnittämiseen leukojen väliin. Tällä oli tarkoitus minimoida tarvittava puristusvoima, jolloin palkit pääsisivät luistamaan mahdollisimman vapaasti toisiaan vasten vapaassa päässä.

Kartiopäisten pidätinruuvien käyttö osoittautui kolmannessa alustavassa testissä auki-kiertymisen takia mahdottomaksi. Yläpuoliset ruuvit korvattiin tavanomaisilla kuu-siokoloruuveilla, jotka kiristettiin käsituntumalla napakasti.



Kuva 35. 20mm leukavälin kiertokangen kiinnitin.

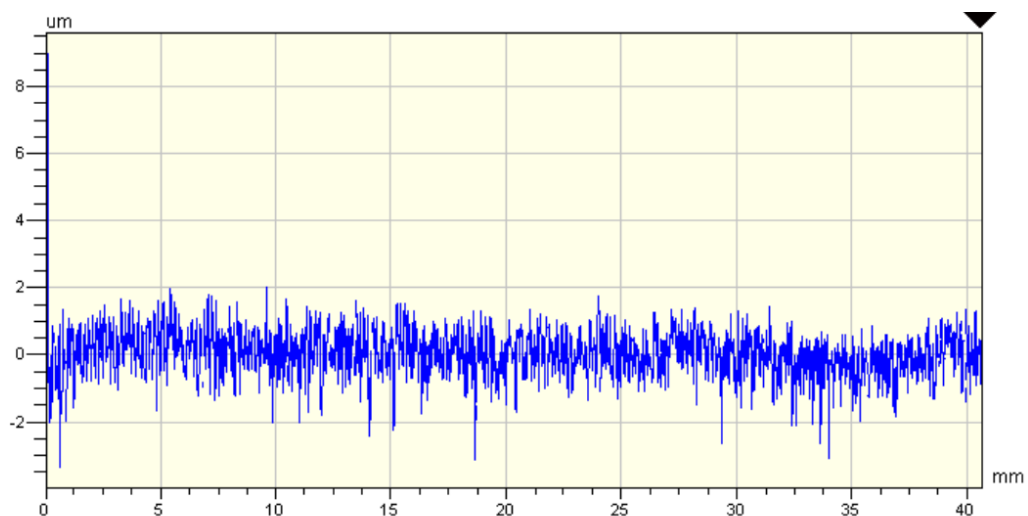
Jälkeenpäin ajatellen, parempi vaihtoehto olisi ehkä ollut teettää kiinnitin, jossa kuormitus olisi tapahtunut suoralla linjalla kiertokankeen nähden, eikä linjaerosta olisi syntynyt niin voimakasta keinuttavaa vaikutusta, joka pyrkii vähentämään esikristystä kiinnitysruuveissa. Tällöin olisi voitu käyttää pienempää esikristysvoimaa kammen kiinnittimen ruuveissa. Yksi vaihtoehto olisi myös ollut tehdä koepalkkeihin kierrereiat ja kiinnittimeen asetusruuvit, joita vasten kiristämällä palkkien väliin olisi voitu säätää pieni välys.

Kammen kiinnittimeen ei kuitenkaan tehty muutoksia, koska katsottiin, että tehty kiinnitin toimisi riittävän hyvin.

4.7.3 Koepalkin valmistustekniikka

Muutokset palkin valmistukseen koskivat lähinnä pinnanlaatuja, joiden vaikutuksia testien tuloksiin haluttiin minimoida. Ensimmäinen parannus tuli reiän valmistustekniikkaan, joka omissa alustavissa testeissä tehtiin suoraan kierukkaporalla ja viimeistely neulaviilalla ja hiekkapaperilla. Varsinaiset koepalkit tilattiin H9-toleranssiin kalvatulla reiällä, jonka sisäpinnan ja reunojen viimeistely on huomattavasti kierukkaporalla tehtyä reikää parempi. Tällä haluttiin vähentää reiän reunassa mahdollisesti olevien alkusäröjen kokoa, jotta säröytyminen ei alkaisi koneistuksen jättämästä pinnanlaatuviasta ja toisaalta, ettei muualta alkanut väsymissärö ajaudu tällaiseen pinnanlaadun poikkeamaan.

Toinen parannus pinnanlaatua ajatellen tehtiin hiontatekniikkaan. Korjaus tehtiin muuttamalla hiontatekniikkaa siten, ettei hiomakiven reuna koskaan kulje koepalkin päällä, jolloin portaita ei pääse syntymään. Parannetun hiontatekniikan tuottama pintaprofiili on esitetty kuvassa 36.



Kuva 36. Uuden hiontamenetelmän tuottama poikkipinnan profiili.

Osa muutoksista, jotka tulevat varsinaisten testisarjojen alkaessa, olivat suunniteltu jo etukäteen, osaan parannuksia huomattiin tarve vasta alustavissa testeissä. Korjaukset varsinaisiin testisarjoihin olivat siis:

- Pultin esikivistysvoiman mittaaminen pultin rungosta, eikä aluslevyltä,
- 20 mm leukavälin kiinnitin, jotta erillistä pantaa ei tarvita,
- reiän kalvinta, joka poistaa tarpeen viimeistellä reikää käsin,
- hiontatekniikan muuttaminen sellaiseksi, ettei kiven reuna jätä palkkiin jälkeä.

Alustavat testit osoittautuivat erittäin tarpeellisiksi rakenteellisten parannustarpeiden löytämisessä, mutta antoivat myös tarpeellista tietoa rakenteen vasteesta kuormitukseen, jotta varsinaisissa testeissä välttyttäisiin erittäin karkeilta kuormitustasovirheiltä. Tällä tarkoitetaan esimerkiksi tilannetta, jossa koepalkki menisi poikki jo muutaman tuhannen syklin jälkeen. Alustavissa testeissä tuli esille myös palkkiparin käyttäytyminen säröytymisen edetessä ja varmistettiin, että koejärjestely toimii halutulla tavalla.

4.8 Testisarjojen rakennevariaatiot

Koetoiminnassa oli tavoitteena tutkia kuormitusparametrien lisäksi koejärjestelyn osiin kohdistuvien muutosten vaikutusta väsymisikään. Ensimmäinen näistä oli pintapainejakauman ja kosketusalueen muuttaminen käyttämällä alkuperäistä isompaa aluslevyä ja toinen oli reiän paikan muuttaminen, jolla pystyttäisiin muuttamaan luiston ja taivutusjännityksen suhdetta. Nämä muutokset toteutettiin vasta ensimmäisen mittausarjan jälkeen, jolloin saatavilla oli enemmän tietoa koejärjestelyn toiminnasta.

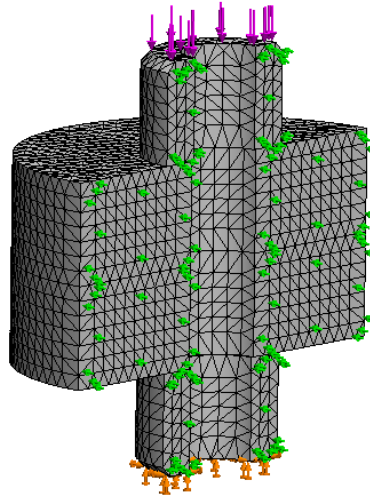
Tavoitteena molempien modifikaatioiden totuttamisessa oli riittävän suuri muutos kyseissä parametrissa, että vaikutusten havaitseminen voitaisiin tulkita. Kaikki tämä kuitenkin siten, että koejärjestelyn toiminta pysyy vaatimusten sisällä. Riskit liittyivät reiän paikan muuttamisessa liian suuren luiston aiheuttamiseen kosketusalueella, sekä palkin säröytymiseen aluslevyn alta, tutkittavan kosketuksen ulkopuolelta aluslevyn tapauksessa.

4.8.1 Aluslevyn koon kasvattaminen

Tavoitteena aluslevyn koon kasvattamisessa oli laajentaa kosketusaluetta ja pienentää pintapainehuippua reiän reunalla. Vaikutus kosketusalueen kannalta on sama, kuin jos kasvatettaisiin liitososien paksuutta. Toivomuksena oli alkuperäisen, halkaisijaltaan 16 mm aluslevyn korvaaminen uudella, halkaisijaltaan 24 mm aluslevyllä.

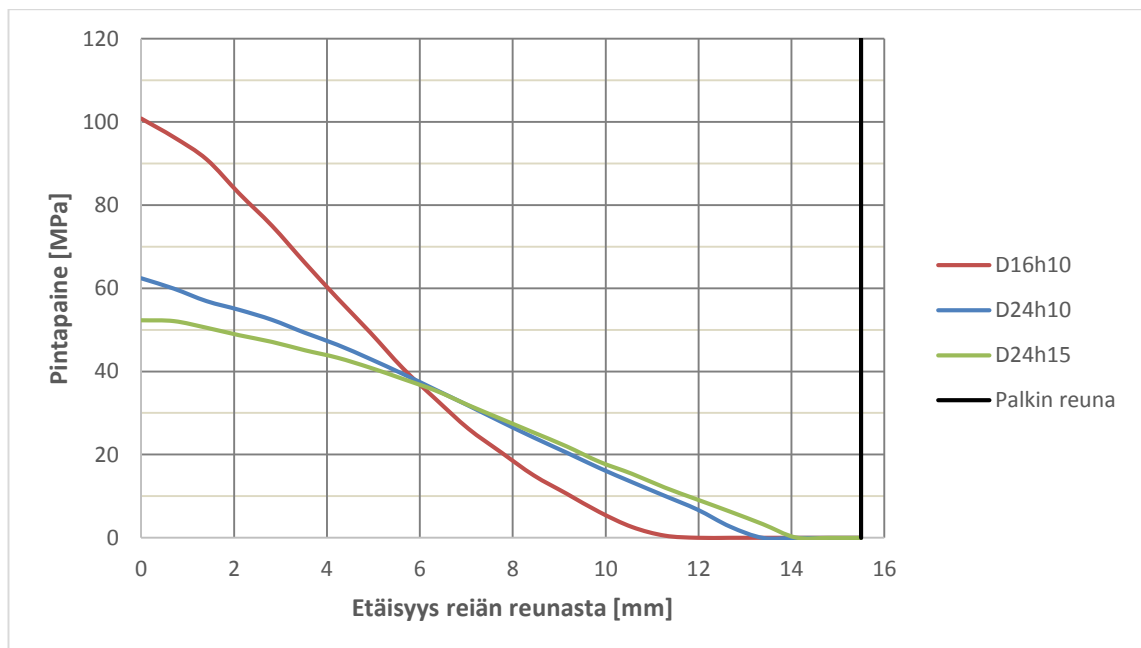
Tarkastelut, joita aluslevyn suunnittelussa tehtiin, koskivat pintapainejakamaa ja kosketusalueen kokoa koepalkkien välillä, sekä pintapainetta itse aluslevyn ja koepalkin välissä. Kosketusalueen koepalkkien välissä tulisi olla halkaisijaltaan alle 40mm, jolloin palkkien reunat eivät rajaa sitä sivuilta. Pintapaine aluslevyjen ja koepalkkien välissä tulisi olla riittävän suuri pitämään aluslevyt pidossa koepalkkien ulkopinnalla, jottei aiheuteta kitkaväsymistä tutkittavan alueen ulkopuolelle.

Pintapainejakamaa tarkasteltiin SolidWorksilla tehdyllä yksinkertaistetulla mallilla, joka koostui tutkittavista aluslevyistä, joiden välissä oli koepalkkeja esittävät 40 mm halkaisijaltaan olevat kiekot. Mallin periaate näkyy kuvassa 37.



Kuva 37. Pintapaineen analysoinnissa käytetty malli

Malli oli keskeltä halkaistu ja leikkauspinnalta rajoitettu symmetriaehdolla. Esikiristysvoimaa vastaava voima tuotiin ylemmälle aluslevylle, alemman ollessa kiinteästi tuettu (fixed). Tällaista yksinkertaistettua mallia käytettäessä pystyttiin analysointia varten käyttämään huomattavasti tiheämpää verkotusta, kuin jos analysointi olisi suoritettu koko testipaketin mallille. Mallilla saadut pintapainejakaumat näkyvät kuvassa 38.



Kuva 38. Aluslevykonfiguraatioiden tuottamat pintapaineet 25kN esikiristyksellä.

Kuvassa 38 näkyy alkuperäisen halkaisijaltaan 16 mm ja 10 mm korkean aluslevyn tuottama pintapainejakauma 25 kN esikiristyksellä, sekä halkaisijaltaan 24 mm aluslevyn pintapaineet sekä 10 mm, että 15 mm korkealla konfiguraatiolla samalla esikiristysvoimalla. Konfiguraatio D24h15 olisi tuottanut reiän reunalle noin puolet alkuperäistä pienemmän pintapaineen, sekä laajimman kosketusalueen. Tästä versiosta jouduttiin kui-

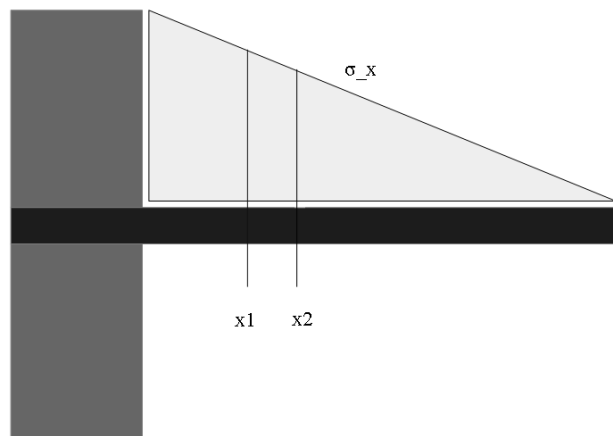
tenkin luopumaan, koska liitettävien osien paksuus olisi muodostunut niin suureksi, ettei käytettävissä olevan pultin pituus olisi aivan riittänyt, vaan osa mutterista olisi jäänyt pultin kärjen kartiomaiselle osalle.

Kuitenkin D24h10 aluslevyllä kosketusalueen säde kasvoi noin 1,5 mm, joka tarkoittaa noin 30 % lisäystä kosketuspinta-alassa. Tämän katsottiin olevan riittävä lisäys kosketusalueen halkaisijaan, kun otettiin huomioon ongelmat, mitä aluslevyn halkaisijan liiallinen kasvattaminen saattaisi aiheuttaa.

Sarjan 1 ohessa ajettu testi 15 kN esikiristyksellä halkaisijaltaan 16 mm aluslevyllä antoi viitteitä siitä, että kyseisellä pintapaineella ollaan hyvin lähellä rajaa, jossa aluslevyn liike koepalkin ulkopinnalla aiheuttaa lievää kitkaväsymistä. Tämä havaittiin pienenä särön alkuna palkin ulkopinnalla, tarkasteltaessa murtopintaa. Näillä parametreilla pintapaine aluslevyn alla oli noin 104 MPa. Tavoitteena suuremman aluslevyn testeissä oli käyttää toistomittauksiin valittua 25 kN esikiristystä, joka suuremman 24 mm aluslevyn alla tarkoittaisi noin 63 MPa:n pintapainetta. Jotta pintapaine aluslevyn alla olisi pysynyt yli 100 MPa:n lukemissa 25 kN esikiristyksellä, olisi halkaisijaa voitu kasvattaa vain noin 19,5 millimetriin. Näin pieni halkaisijan kasvattaminen olisi voinut johtaa tilanteeseen, jossa muutoksen vaikutus olisi hukkunut täysin mittaustulosten hajontaan. Näistä syistä päätettiin ottaa pieni riski, että kitkaväsymistä saattaa tapahtua myös aluslevyn alla ja päätettiin toteuttaa uusi aluslevy 24 mm halkaisijalla.

4.8.2 Reiän paikan muuttaminen

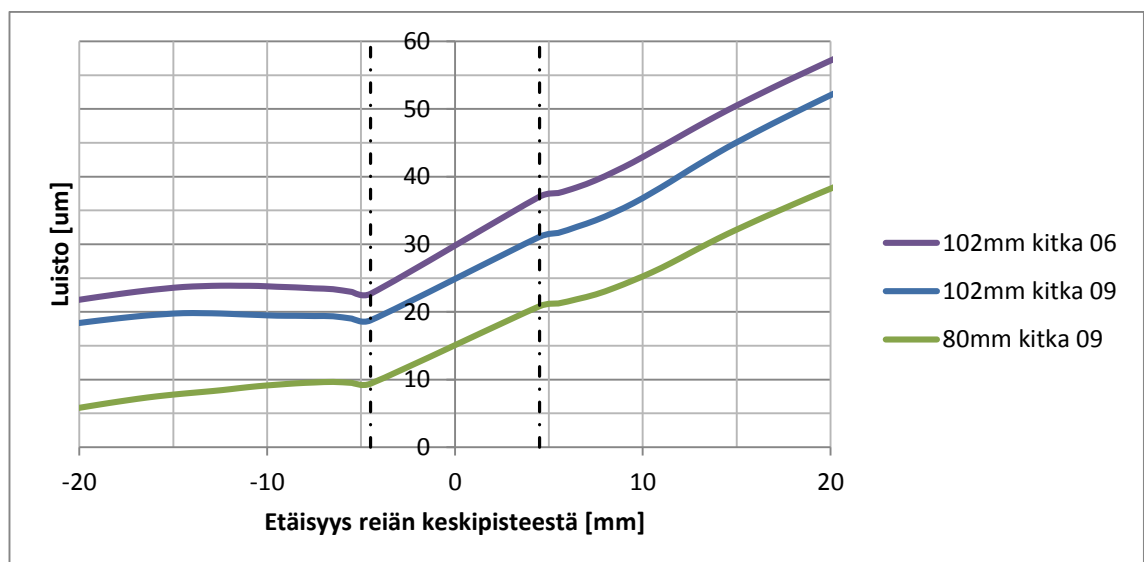
Reiän paikan siirtämisellä oli tarkoitus muuttaa taivutusjännityksen ja luiston keskinäistä suhdetta. Siirtämällä reikää kohti palkin vapaata päätä, josta kuormitus tuodaan, kasvatetaan liitosta kuormittavaa leikkausjännitystä ja tätä kautta luistoa. Alkuperäinen ajatus oli pitää taivutusjännitys samalla tasolla ja kaksinkertaistaa pulttiliitosta kuormittava leikkausjännitys. Uuden reiän paikan mitoitus tehtiin lineaarisella jännityksen ja leikkausvoiman skaalauksella.



Kuva 39. Periaate lineaarisesta taivutusjännityksen skaalauksesta

Kuvasta 40 näkyy periaate, jolla jännitys skaalattiin ensimmäiseen testiin. Laskennan perusteena oli reiättömän palkin taivutusjännityksen nimellisarvo pisteessä $x/1$, siirtymäamplitudilla v . Uuteen reiän paikkaan $x/2$ oli tarkoitus saada sama taivutusjännityksen arvo kasvattamalla siirtymäamplitudia v siten, että taivutusjännitys kohdassa $x/2$ vastaa alkuperäistä arvoa kohdassa $x/1$. Leikkausjännitys pulttiliitokselle laskettiin samalla tavalla, kuten alkuperäisissä mitoituslaskuissa. Tällä laskutavalla uudeksi reiän paikaksi saatiin 102 mm mitattuna palkin kiinteästä päästä, eli 22 mm siirto vapaaseen päähän päin.

Kosketusalueella syntyvä luisto tarkastettiin vielä SolidWorks-analyysillä, ja sen katsottiin olevan hyvässä korrelaatiossa mitoitusarvoihin. Uudella geometrialla saatiin analyysien mukaan noin kaksinkertaiset luistot läpi kosketusalueen. Analyyseissä käytettiin vakio 120 MPa nimellistä taivutusjännitystä, joka 80 mm reiän paikalla vastasi 1,82 mm pystysiirtymää palkin päässä ja vastaavasti reiän paikalla 102 mm pystysiirtymää 2,1 mm. Analyysin tulokset näkyvät kuvassa 40.



Kuva 40. Reiän paikkaa muuttamalla laskettu analyysi, nimellinen taivutusjännitys 120MPa.

Kuvassa 41 on palkin keskilinjalla syntyvä luisto kahdella eri reiän paikalla. Reiän reunat on merkattu pystysuorilla pistekatkoviivoilla. Kosketusalue ulottuu reiän keskipisteestä noin ± 15 mm, joten reiän vapaalla puolella (x-akselin positiivinen suunta) luisto pysyy alle vaatimuksissa annetun maksimiarvon 50 μm , myös kitkakertoimella 0,6.

Myöhemmin testituloksista on nähtävissä, että tämä lineaarinen jännitysten approksimointi ei tuottanut samoja mitattuja jännityksiä palkkiin, vaan mitatut jännitykset nousivat jonkin verran suuremmiksi.. Kolmesta testistä ensimmäinen ajettiin tällä nimellisen jännityksen arvoon perustuvalla taivutusamplitudilla, kahteen jälkimmäiseen testiin taivutusamplitudi sovitettiin vertaamalla referenssitestien venymäliuskojen arvoja.

5 MITTAUKSET JA TULOSTEN TARKASTELU

5.1 Testimatriisi

Tavoitteena testimatriisin suunnittelussa oli se, että käytettävissä olevana aikana saataisiin mahdollisimman hyvä kuva pulttiliitoksen ns. peruskäyttäytymisestä tässä koeympäristössä. Tätä varten suunniteltiin sarjat 1 ja 2. Lisäksi tavoitteena oli selvittää kosketusalueen koon ja leikkausvoima-taivutusjännityssuhteen vaikutusta liitososien ikään. Lisäksi itse vauriomekanismin tutkimiseen varattiin omat 4 testiä, joita ei tulisi ajamaan katkaisurajalle, tai palkin rikkoutumiseen asti. On hyvä huomata, että sarjojen 3 ja 4 tuloksia voi pitää lähinnä suuntaa antavina pienen testimäärän takia. Testisuunnitelman mukaiset kuormitusparametrit ja testien määrät on koottu taulukkoon 3.

Taulukko 3. Testimatriisi

Sarjan nimi	Pultin esikiristys [kN]	Taivutusamplitudi [MPa]	Aluslevyn koko [mm]	Reiän paikka [mm]	Testien määrä
Sarja 1 referenssi	20, 25, 30	135, 166, 207	16	80	9
Sarja 2 toistomittaus	25	135, 166, 207	16	80	6
Sarja 3 aluslevy	25	166	24	80	2
Sarja 4 reiän paikka	25	207	16	102	3
Sarja 5, cutoff	25	207	16	80	4
yhteensä					24

Taulukossa 3 ilmoitetut taivutusamplitudit vastaavat venymäliuskojen arvoista ekstrapoloitua jännitysten arvoja reiän keskipisteen tasalla. Menetelmän periaate on selvitetty tarkemmin luvussa 5.2.1. Reiän paikka vastaa reiän keskipisteen etäisyyttä palkin kiinteästä päästä. Reiän ja tukipalojen väliin jäävä vapaapituus on siten ilmoitetun mitan ja kiinnityksen mitan (50 mm) erotus. Katkaisurajalle, tai koepalkin rikkoutumiseen asti ajettavia testejä tehtäisiin siis yhteensä 20 kappaletta, joiden lisäksi cut-off testit vaurion etenemisen selvittämiseen.

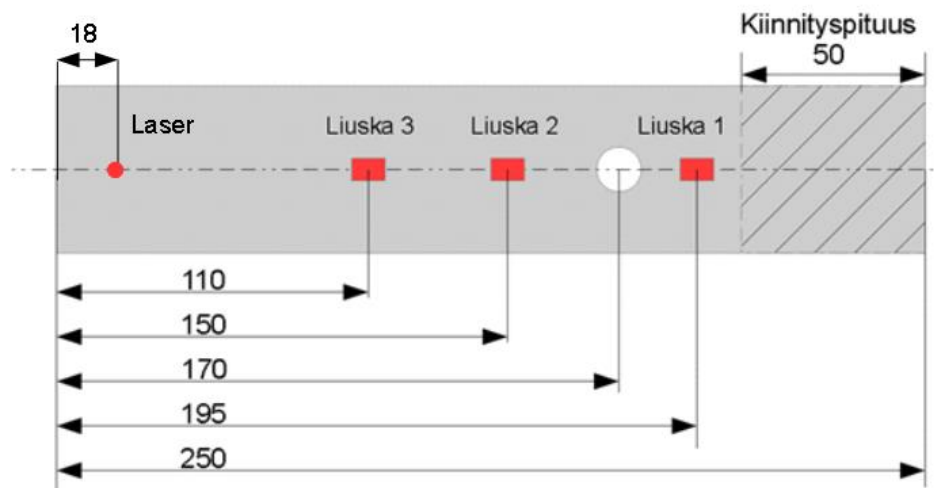
5.2 Analysointimenetelmät

Mittausdata käsiteltiin IMC Famos-ohjelmalla, jolla tutkittiin mittausdatasta kuormitus-
sykliä määrää, pultin esikiristysvoimaa, sekä jännitysarvoja. Mittaussarjojen keskei-

simmmät arvot on koottu jokaisen sarjan kohdalle taulukkoon. Ennen varsinaisia mittaus-tuloksia on esiteltynä käytettyjen menetelmien periaatteet.

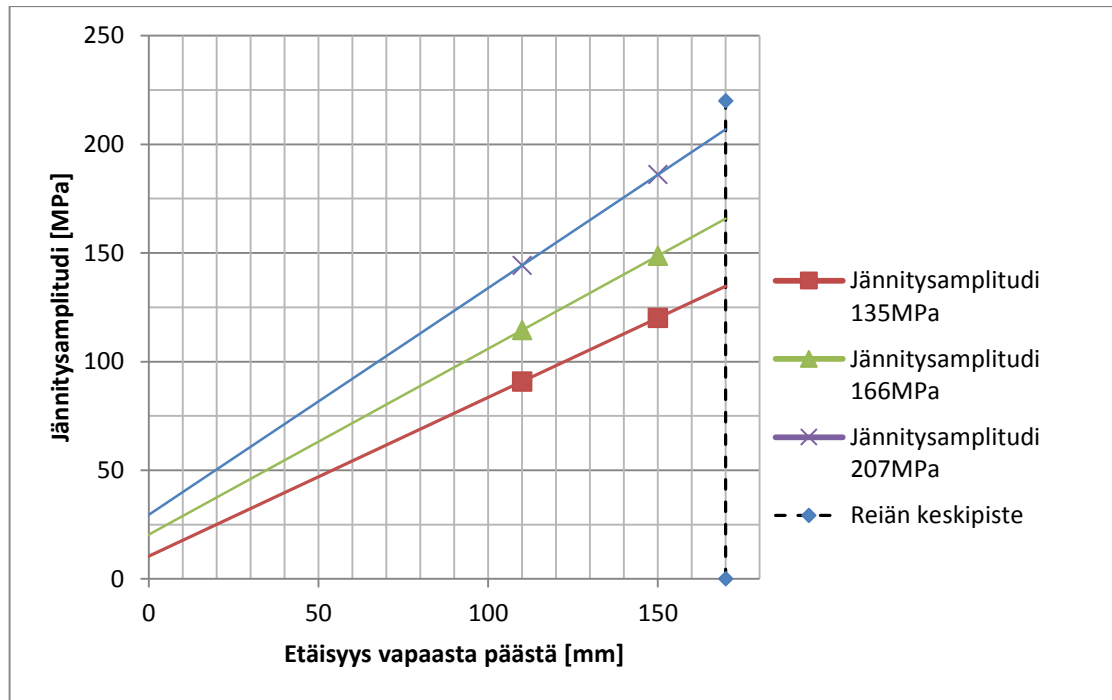
5.2.1 Jännitysamplituditasot ja esikiristys

Tulosten tarkastelussa on käytetty venymäliuskoilla mitatuista arvoista sovitettua jänni-tysarvoa. Kuvassa 41 näkyy venymäliuskojen sijainti palkin pinnalla. Jännitysamplitudi laskettiin liuskojen 2 ja 3 arvoista ekstrapoloimalla reiän kohdalle.



Kuva 41. Venymäliuskojen ja siirtymämittauksen sijainti koepalkissa.

Todellinen jännitys koepalkin pinnassa ei käyttäydy täysin lineaarisesti enää reiän välittömässä läheisyydessä, mutta tällä tavalla lasketun estimaatin katsottiin olevan tähän tarkoitukseen riittävän tarkka. Kuvassa 42 on nähtävillä sovitustekniikan periaate.



Kuva 42. Sarja 1, venymäliuskojen 2 ja 3 keskiarvoista ekstrapoloitu jännitys reiän keskipisteen tasalle (170mm).

Jokaiselle jännitystasolle sovitettiin oma suora, jota ei pakotettu kulkemaan origon kautta, vaikka ideaalisessa tilanteessa taivutusjännitys palkin vapaassa päässä olisikin nolla. Kuormitustasoja vastaavat siirtymä- ja jännitysamplitudit palkin päässä vastasivat seuraavan taulukon mukaisesti laser-anturin lukemaa, joka sijaitsi 18 mm etäisyydellä palkin päästä. Taivutusamplituditasot säädettiin koelaitteella aina siirtymän mukaan. Näin välttyttiin esikiristysvoiman vaikutuksen mahdollisesti aiheuttamilta vaihteluilta, jos taivutusamplitudi olisi säädetty testin alussa venymäliuskoilta mitatun jännityksen perusteella. Annettu taivutusamplituditaso on siis näennäinen reiättömän palkin taivutusjännityksen arvo kohdalla 170mm.

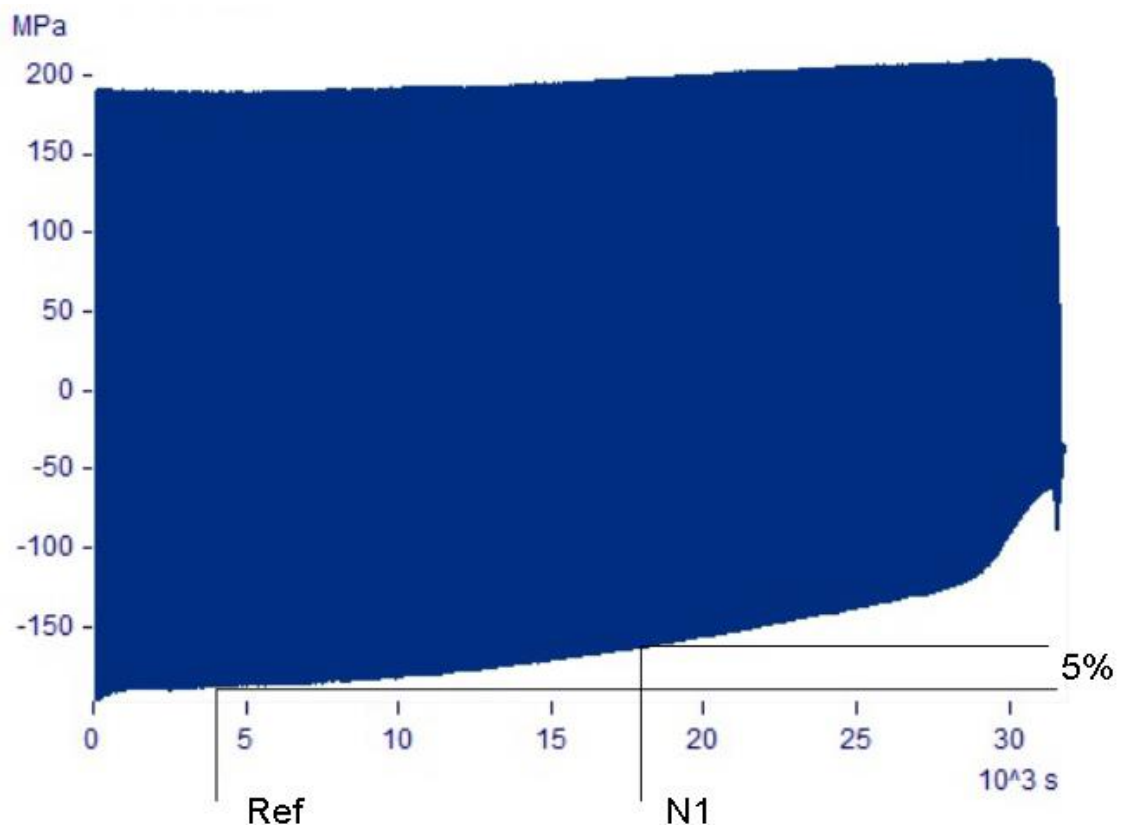
Taulukko 4. Taivutus- ja siirtymäamplitudien vastaavuus.

Taivutusamplituditaso [MPa]	Siirtymä laser [mm]
135	1,19
166	1,58
207	1,98

Esikiristysvoimat pysyivät ajon aikana niin tasaisina, että katsottiin riittäväksi laskea keskiarvo toteutuneesta esikiristysvoimasta. Tyypillisesti esikiristysvoiman pienimmän ja suurimman arvon erotus oli korkeintaan noin 0,5 kN, joka vastaa alle 3 % muutosta pienimmälläkin esikiristystasolla. Esikiristysvoiman mittaussignaalista on esimerkkejä liitteessä 1.

5.2.2 Väsymisrajat

Jokaiselle testille määritettiin palkin lopullisen vaurioitumisen syklimäärä (N_2), joka vastasi sitä syklimäärää, jolla vähintään toinen palkki oli murtunut poikki asti, kahteen erilliseen osaan. Lisäksi määritettiin makrosärön ydintymiseen johtanut syklimäärä, N_1 -raja. Raja-arvona käytettiin 5 % muutosta keskimmäisen venymäliuskan (liuska 2) referenssiarvosta. Referenssiarvo luettiin 4000 s kohdalta, jossa kammen kiinnittimen aiheuttama pieni jännitysamplitudin muutos oli tasoittunut. Kuvassa 43 näkyy N_1 -rajan analysointiperiaate.

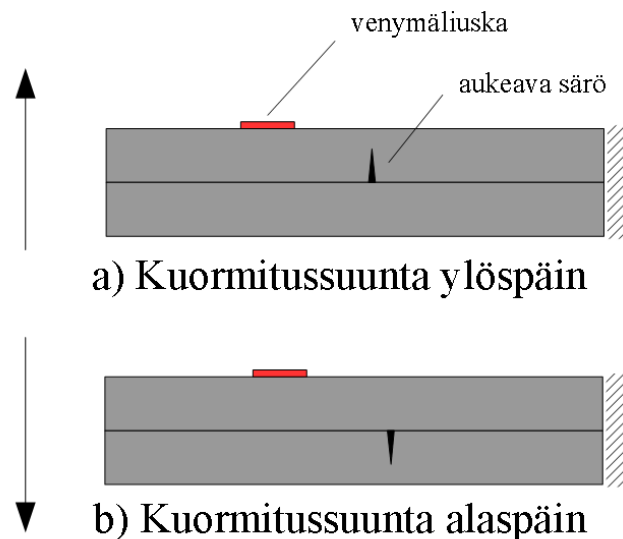


Kuva 43. N_1 -rajan analysointiperiaate keskimmäisen venymäliuskan arvoista.

Käytetty menetelmä N_1 -rajan selvittämiseen ilmaisee käytännössä tilanteen, jossa ylempään palkkiin on ydintynyt riittävän suuri makrosärö, joka pienentää keskimmäisen liuskan puristusarvoa. Menetelmä säröytymisen analysointiin oli sama huolimatta siitä, vaikka alempi palkki olisi mennyt poikki ensimmäisenä. Alemman palkin säröytyminen olisi voitu lukea vastaavalla tavalla keskimmäisen liuskan vetoarvojen noususta, mutta kaikissa tapauksissa puristusarvon tarkastelu antoi pienemmän N_1 -arvon. Eli vaikka säröytyminen olisi alkanut alemmassa palkissa, se huomattiin venymäliuskan arvoissa vasta, kun ylempi palkkikin alkoi vaurioitua.

Särön avautuminen tapahtuu kuvan 44 periaatteen mukaisesti kuormitus suunnasta riippuen. Kuvan tapaus a) edustaa edellä kuvattua kuormitus tilannetta, jossa

säröytyminen havaitaan venymäliuskan puristusarvon pienenemisestä. Ylöspäin kuormitettaessa alemman palkin särö sulkeutuu, jolloin sen vaikutus ei ole havaittavissa jännitysarvoissa. Kuvan 45 tapaus b) on vastaavasti kuormitussuunta alaspäin, jossa ylemmän palkin särö sulkeutuu ja alemman aukeaa. Säröytyminen tässä kuormitussuunnassa näkyy venymäliuskan vetojännityksen nousuna, mutta kuten edellä todettiin, säröytyminen tapauksessa a) havaittiin huomattavasti herkemmin tällä mittausjärjestelyllä.



Kuva 44. Kuormitussuunnan säröä avaava vaikutus.

Nyt käytetty 5 % muutos jännityksen arvossa on melko suuri verrattuna aikaisemmin tällä koelaitteella terävän reunan fretting-testeissä käytettyyn 0,5 %:n muutosarvoon. Nyt käytetyllä koejärjestelyllä on kuitenkin otettava huomioon se, että säröytyminen alkaa aina palkin vastakkaisella puolella verrattuna venymäliuskaan, tai jopa toisessa palkissa. Venymäliuskadatassa muutos näkyy siten huomattavasti myöhemmin. Pientä häiriötä tuli kammen kiinnittimen alla olevassa kitkallisesta kontaktista, joka ajoittain aiheutti hetkittäisiä muutoksia jännitysamplitudiin (esimerkki liitteessä 2). Tämän takia valittiin käyttöön 5 %:n muutos referenssiarvosta, jolla saatiin yhdenmukaisempia tuloksia N1-rajoista sillä kustannuksella, että makrosärön ydintymiskohdassa vaurio oli jo verrattain pitkälle edennyt. N1-rajaa onkin syytä tarkastella suuntaa antavana, suhteellisen arvona.

5.3 Ensimmäinen testisarja, referenssimittaukset

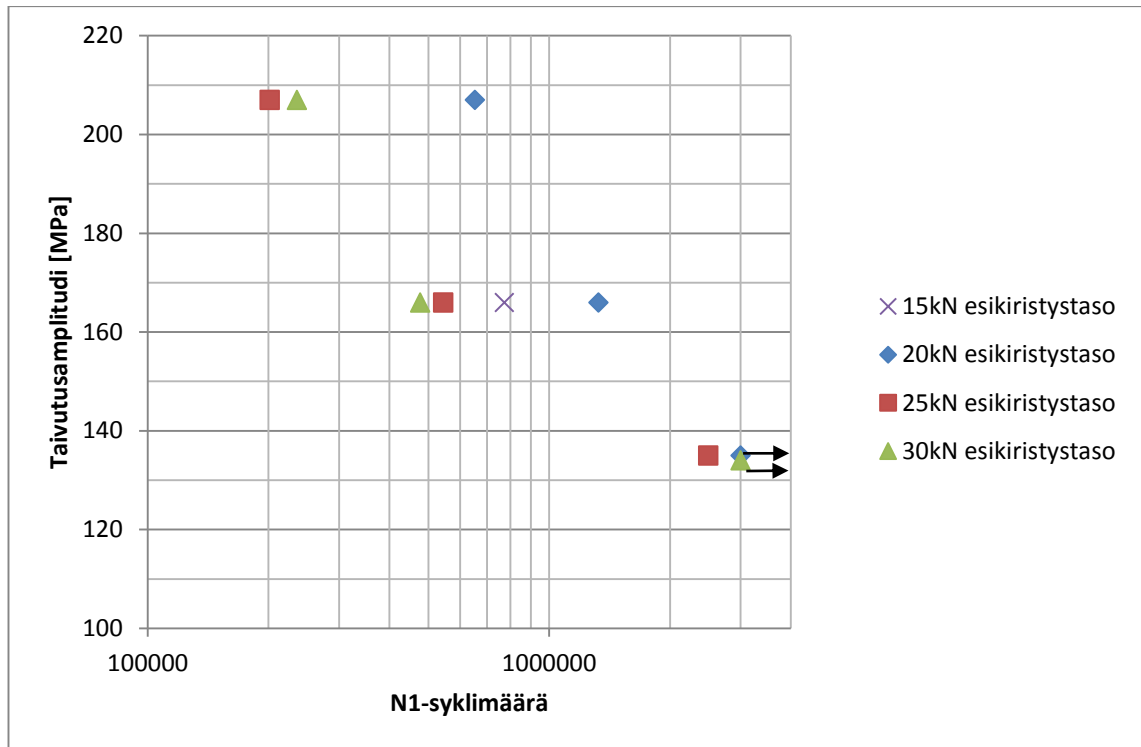
Tämän testisarjan tarkoituksena oli tuottaa referenssiarvot, joihin mittausparametrien muutosten vaikutusta seuraavissa testisarjoissa voidaan verrata. Testisarja ajettiin pultin esikivistysvoimilla 20, 25 ja 30 kN, jotka vastaavat esikivistystasoja 51, 63 ja 76 % pultin myötörajasta. Käytetyt taivutusjännitysamplitudit olivat 207, 166 ja 135 MPa, yh-

teensä 9 testiä. Pultin esikiristystasoista korkeimmaksi valittiin sellainen arvo, joka oletettavasti pystytään saavuttamaan toistettavasti ilman kiristyksen aikaista pultin myötämistä vaihtelevillakin kitkakertoimilla. Alemmat esikiristystasot porrastettiin siten, että oletettavasti esikiristys ei laske aukikiertymisen takia, joka oli jo alustavissa testeissä todettu. Taivutusamplitudit olivat käytännössä paras arvaus simulaatioiden pohjalta saaduista jännitysjakaumista, jotka tuottaisivat sopivat kestoiät SN-käyrän piirtämiseen. Sarjan 1 tulokset on koottu taulukkoon 5.

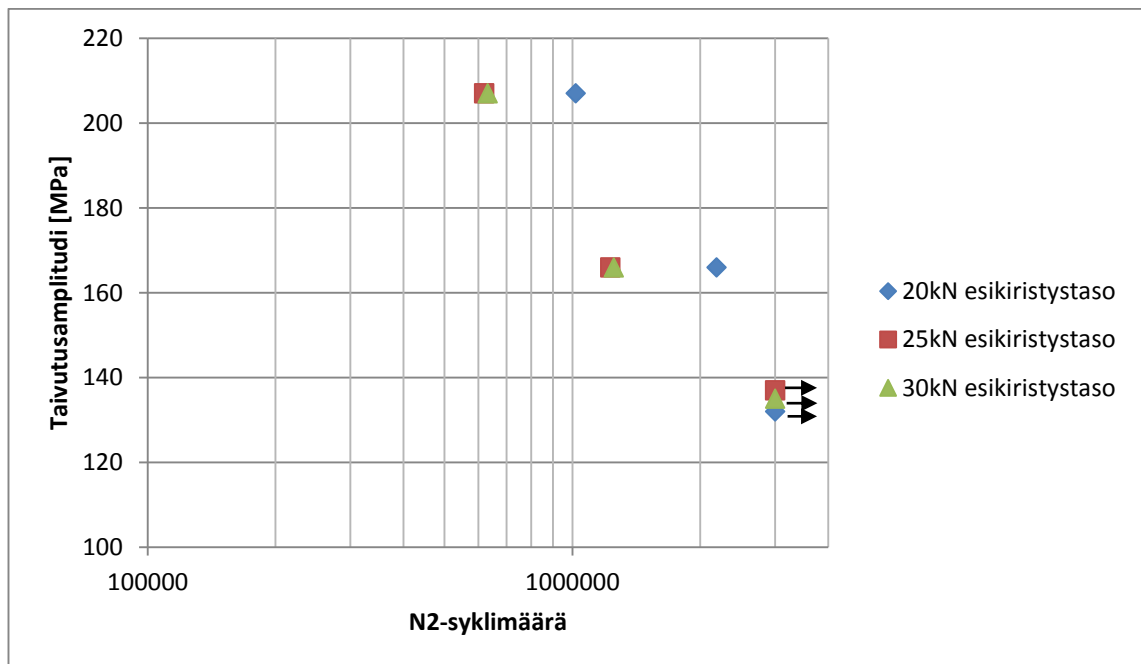
Taulukko 5. Sarjan 1 mittaustulokset.

Jännitysamplitudi [MPa]	Siirtymä laser [mm]	Esikiristysvoima [kN](keskim)	Kuormitus sykli määrä N1	Kuormitus sykli määrä N2
135	1,23	20 (20,5)	3000000	3000000
135	1,22	25 (25,2)	2489800	3000000
135	1,22	30 (30,3)	3000000	3000000
166	1,58	15 (14,8)	773900	1635000
166	1,60	20 (19,8)	1326700	2185000
166	1,59	25 (25,5)	544300	1228000
166	1,56	30 (30,0)	477200	1250000
207	2,04	20 (20,0)	653400	1017600
207	1,99	25 (25,5)	201200	620000
207	2,01	30 (30,6)	235500	631000

Taulukon 5 mukaiset tulokset on koottu kuviin 45 ja 46. Kuvassa 45 on esitetty mittauspisteet N1-syklimäärän, eli särön ydintymiseen johtaneen syklimäärän ja jännitysamplitudin mukaan, kuvassa 46 vastaavasti lopulliseen murtumiseen johtaneen N2-syklimäärän mukaan. On hyvä huomata vaaka-akselien logaritminen asteikko, joka alkaa poikkeuksellisesti 100 000 syklin kohdalta.



Kuva 45. Sarjan 1 S-N1-kuvaaja, katkaisuraja $3e6$ sykliä.

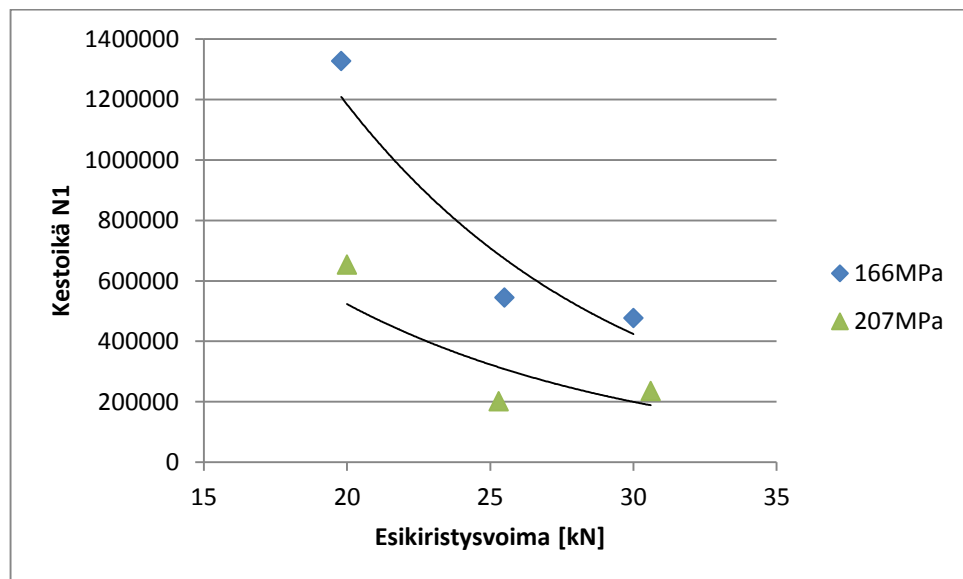


Kuva 46. Sarjan 1 S-N2-kuvaaja, katkaisuraja $3e6$ sykliä.

Ensimmäisenä ajettiin keskimääräinen taivutusamplituditaso 166 MPa, joka tuotti kahdella korkeammalla esikiritystasolla varsin sopivat, hieman yli miljoonan syklin N2-kestoiät, alin esikiristystaso sen sijaan kesti yli 2 miljoonaa sykliä.

Alimmalla, 135 MPa:n kuormitustasolla kaikki kolme esikiristystasoa kestivät kolmen miljoonan syklin katkaisurajalle katkeamatta (N2). Kuitenkin yhdistelmällä 135 MPa/25 kN tapahtui säröytymistä, joka havaittiin mittaustuloksista noin 2,2 miljoonan syklin kohdalla (N1). Särö ei kuitenkaan johtanut palkin murtumiseen ennen katkaisurajaa. Ylin taivutusamplituditaso tuotti kahdella ylimmällä esikiristyksellä noin 600 000 syklin N2-kestoiän, 20 kN esikiristystason kestäessä yli miljoona sykliä.

Ensimmäisen sarjan aikana havaittiin, että 20 kN esikiristystaso tuotti korkeammat N2-kestoiät, verrattuna kahteen korkeampaan esikiristystasoon. Sama suuntaus oli havaittavissa myös N1-kestoiässä. Tämä on mahdollisesti seurausta pienemmästä pintapaineesta ja siitä, että luisto kosketusalueella on suurempi, jonka aiheuttama kuluminen pystyy poistamaan pieniä alkusäröjä. Tähän viittaa myös testi yhdistelmällä 166 MPa/20 kN, jossa oli merkkejä särön alkamisesta reiän reunalta. Tämä särö ei kuitenkaan kasvanut riittävän suureksi rikkoakseen palkkia. Luonnollisesti suurempi luisto oli havaittavissa myös kulumistuotteen määrässä, jota näkyi kauttaaltaan koko kosketusalueella, kun 25 kN ja 30 kN esikiristystasoilla kulumistuotetta oli syntynyt lähinnä reiän sivuille ja vapaan pään puolelle. Kuvassa 47 on esitetty sarjan 1 tulosten perusteella esikiristysvoiman ja N1-rajojen riippuvuus. Kuvassa on luettavuuden parantamiseksi eksponentiaaliset soviteet kummallekin pisteparvelle.



Kuva 47. Esikiristysvoiman vaikutus väsymisikään

Kuten kuvasta 47 nähdään 25 kN ja 30 kN esikiristystasojen tuottaneen käytännössä samat N1-syklimäärät, mutta 20 kN esikiristystaso on kestänyt molemmilla taivutusamplituditasoilla miltei kolminkertaisen syklimäärän.

Ensimmäisen testisarjan yhteydessä tehty 15 kN esikiristyksellä ajettu ylimääräinen testi johti liian pienen esikiristysvoiman takia aluslevyn liikkumiseen, joka aiheutti kitkaväsymistä tutkittavan kosketuksen ulkopuolella, aluslevyn alla. Tästä syystä aluslevyn

koon kasvaessa olisi tärkeää, että aluslevyn ja koepalan välillä säilyy riittävä pintapaine, jolloin se pysyy pidossa. Alimmalla 20 kN esikiristyksellä aluslevyn kokoa tuskin pysyisi paljon kasvattamaan, ennen kuin saavutetaan sama tilanne, kuin ensimmäisen testisarjan 15 kN testissä. Myöhempiin testisarjoihin valittiin näiden havaintojen perusteella 25 kN esikiristystaso.

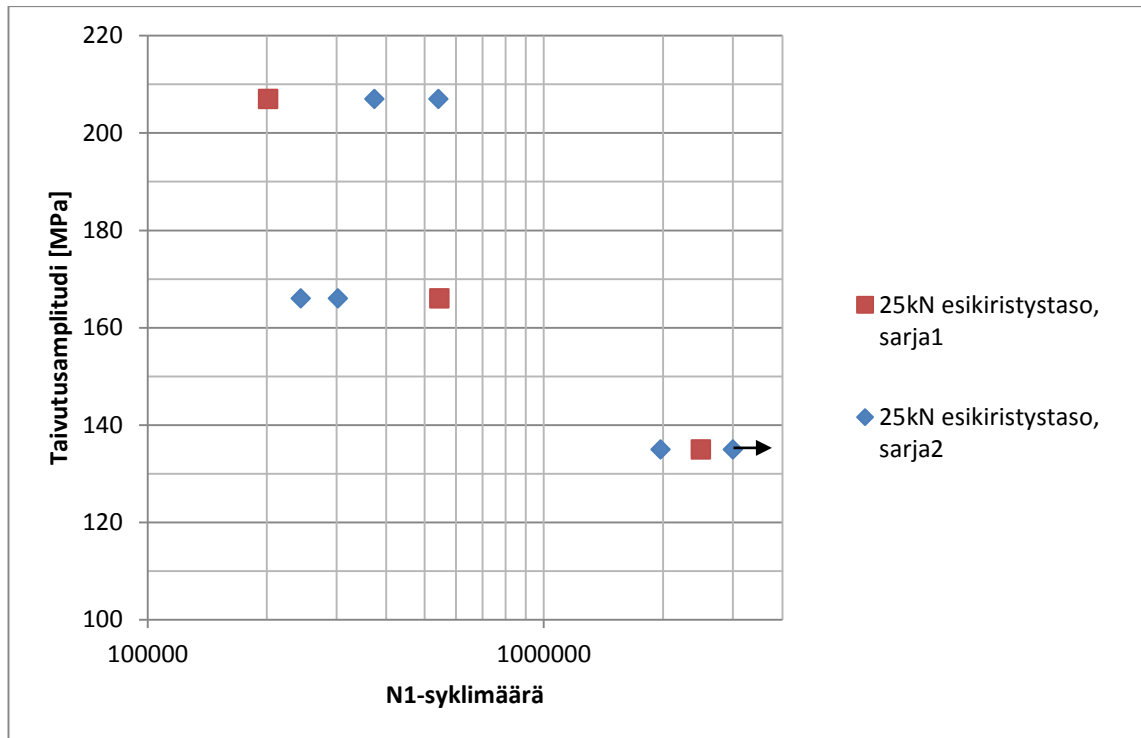
5.4 Toinen testisarja, toistomittaukset

Toisen testisarjan tarkoituksena oli ajaa yhdellä esikiristystasolla kaksi lisätestiä jokaisella taivutusamplitudilla. Näin toistosarjaan valitulla 25 kN esikiristyksellä saadaan kolme mittaustulosta jokaisella taivutusamplitudilla. Keskimmäisen esikiristystason valintaa puoltavia seikkoja löydettiin tarkastelemalla ensimmäisen testisarjan kulumisjälkiä, sekä tulevaa isommalla aluslevyllä tehtävää testisarjaa. Sarjan 2 tulokset on koottu taulukkoon 6.

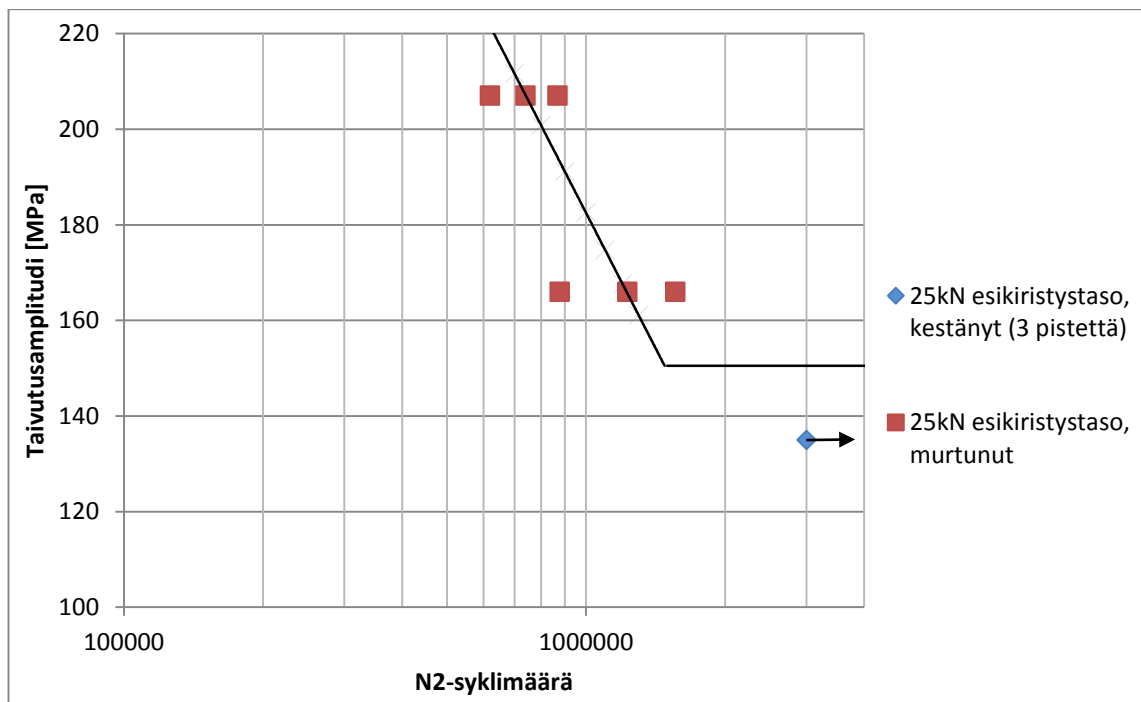
Taulukko 6. Sarjan 2 mittaustulokset.

Jännitysamplitudi [MPa]	Siirtymä laser [mm]	Esikiristysvoima [kN](keskim.)	Kuormitus syklimäärä N1	Kuormitus syklimäärä N2
135	1,21	25 (23,9)	1968900	3000000
135	1,20	25 (25,3)	3000000	3000000
166	1,59	25 (25,0)	243400	877500
166	1,60	25 (25,9)	302200	1560000
207	2,01	25 (25,3)	373200	740000
207	2,01	25 (25,5)	541900	868000

Taulukon 6 tulokset on esitetty kuvissa 48 ja 49 yhdessä sarjan 1 vastaavien mittauspisteiden kanssa. Myös tämän mittaussarjan S-N-kuvaajat on piirretty siten, että vaak akseli alkaa 100 000 syklin kohdalta. Tällä on parannettu kuvaajan luettavuutta.



Kuva 48. Mittaussarjoista 1 ja 2 koostuva S-N1-kuvaaja 25kN esikiristyksellä.



Kuva 49. Mittaussarjoista 1 ja 2 koostuva S-N2-kuvaaja 25kN esikiristyksellä.

Mittauspisteiden hajonta on varsin kohtuullinen, etenkin kun ottaa huomioon väsymisrajan läheisyydessä tyypillisesti tapahtuvan hajonnan kasvun. Kuvaan 49 on lisäksi sovitettu Wöhler-käyrä, jonka vaakasuora osuus on piirretty kahden alimman jännitysamplitudin väliin, 150,5 MPa:n kohdalle. Käyrän laskeva osuus on sovitettu pienimmän neliosumman menetelmällä. Sovitusmenetelmän periaatetta on selvitetty tarkemmin läh-

teessä [Juoksukangas 2012]. Yksi mielenkiintoinen havainto toisen mittaussarjan tulok-
sista on se, että 207 MPa ja 166 MPa taivutusamplituditasojen N1-syklimäärät olivat
lähes samat. Tämä antaa viitteitä siitä, että rakenteessa esiintyvä vauriomekanismi saat-
taa aiheuttaa säröytymistä tietyn, lähes vakion syklimäärän jälkeen, jolloin N2-rajan
määrää särön kasvunopeus, joka luonnollisesti on sitä suurempi, mitä voimakkaampi
jännitysamplitudi säröytynyttä osaa kuormittaa.

5.5 Kolmas mittaussarja, aluslevyn koko

Aluslevyn koon vaikutusta kitkaväsymiseen tutkittiin kahdella samaan pisteeseen ajetul-
la testillä. Taivutusamplituditasoksi valittiin keskimäinen 166 MPa ja esikiristystasok-
si toistomittauksissa käytetty 25 kN. Näin saataisiin tietoa pintapainejakauman muutta-
misen vaikutuksesta lähellä väsymisrajaa kuormitustasolla, jossa on jo valmiiksi use-
ampi mittauspiste. Alkuperäinen ajatus oli ajaa nämä testit keskenään eri parametreilla,
mutta verrattain suuren hajonnan takia oli järkevämpää suorittaa ne kuitenkin samoilla
arvoilla, jolloin tulosten luotettavuus paranee.

Vaikka siirtymäamplitudi pidettiin 166 MPa:n tasoa vastaavana, tuotti suurempi alusle-
vy hieman suuremman jännitysamplitudin liuskoille. Taulukossa 7 näkyy suluissa lius-
kadatasta laskettu arvo. Ilmiö saattaa ainakin osittain johtua aluslevyn reunan aiheutta-
masta jännityskentän muutoksesta keskimäisen liuskan läheisyydessä. Myös kasvanut
kosketusala on voinut vaikuttaa arvoon. Keskimäisen liuskan (liuska 2) jännitysampli-
tudi oli noin 10 MPa korkeampi ja vapaan pään puoleisen liuskan (liuska 3) arvo noin 5
MPa korkeampi, kuin vastaavilla parametreilla ajetuissa referenssitesteissä. Kiinteän
pään liuskassa (liuska 1) arvossa ei havaittu muutosta.

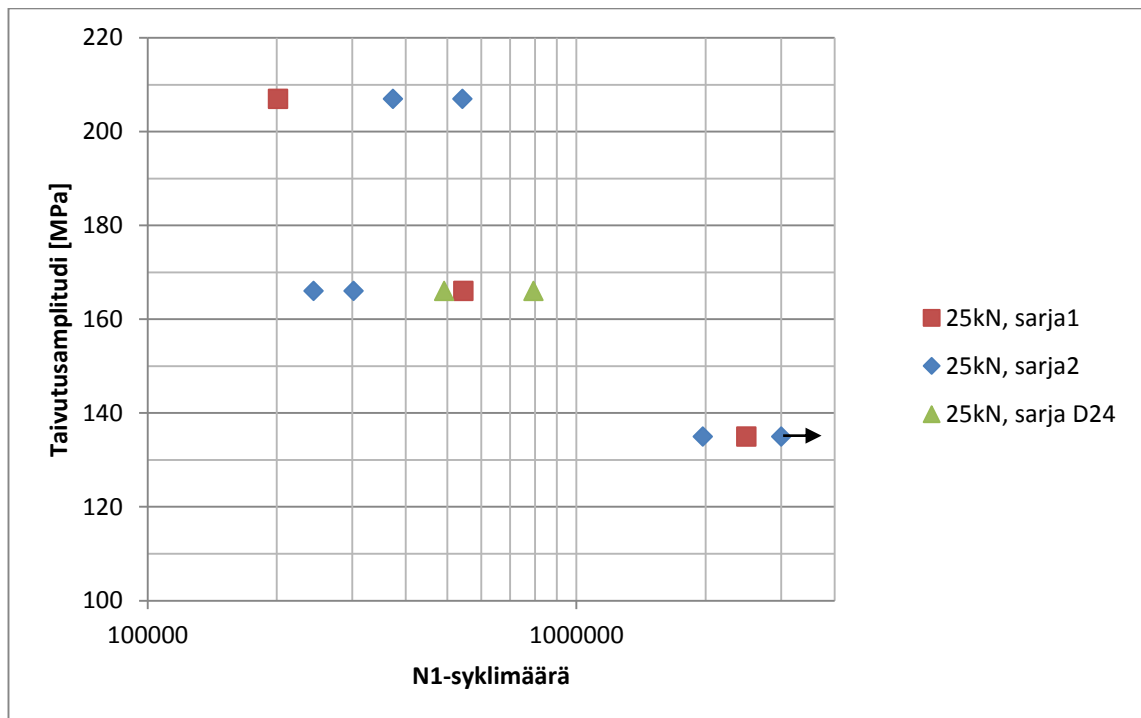
Kasvattamalla aluslevyä saadaan kosketuksessa vallitseva pintapaine jaettua suurem-
malle alueelle, eli kasvatettua kosketuksen kokoa. Tämä luonnollisesti pienentää pinta-
paineen huippuarvoa reiän reunalla, kun esikiristysvoima pidetään samana. Kosketus-
alueen kasvaminen oli selvästi nähtävissä testien jälkeen kulumisjälkien halkaisijoista.
Aluslevyn ulkohalkaisijan kasvattamisella pystytään simuloimaan tilannetta, joka on
vastaava kuin, jos liitettävien osien paksuutta kasvatettaisiin.

Koepalkkien säröytymiskohta oli näissä testeissä, kuten aikaisemmissakin, lähellä kos-
ketusalueen ulkoreunaa. Kosketusalueella tarkoitetaan tässä yhteydessä aluetta, jossa
kulumista oli silmämääräisesti nähtävissä. Luonnollisesti tämä tarkoittaa tässä tapauk-
sessa säröytymistä kauempana reiän reunasta. Sarjan 3 mittaustulokset on koottu tau-
lukkoon 7.

Taulukko 7. Mittaussarjan D24 mittaustulokset, suluissa mitattu jännitysamplitudi.

Jännitysamp- litudi [MPa]	Siirtymä laser [mm]	Esikiristys- voima [kN]	Kuormitus sykli- määrä N1	Kuormitus sykli- määrä N2
166 (180)	1,61	25 (25,6)	491400	1622000
166 (180)	1,61	25 (25,5)	793900	1502000

Kuvissa 50 ja 51 on esitetty sarjan 3 tulokset yhdessä sarjojen 1 ja 2 kanssa.



Kuva 50. Sarja D24 pisteiden sijoittuminen sarjaan 1 ja 2 nähden SN1-kuvaajassa.

ta, kun verrataan liuskadatasta skaalattuja arvoja. Sarjan 4 tulokset on koottu taulukkoon 8.

Taulukko 8. Mittaussarjan 4 tulokset.

Jännitysamp- litudi [MPa]	Siirtymä laser [mm]	Esikiristys- voima [kN]	Kuormitus sykli- määrä N1	Kuormitus sykli- määrä N2
199	1,84	25	366700	1060000
179	1,67	25	170000	552000
179	1,69	25	552000	2340000

Mittaussarjan sisäinen hajonta muodostui poikkeuksellisen suureksi. Luistoamplitudia kasvatettaessa, voisi helposti olettaa särönmuodostumisen olevan nopeampaa ja kestoikä muodostuisi siten lyhyemmäksi, kuin vertailutesteissä. Lyhin mitattu N2-kestoikä oli noin 550 000, kun pisin oli noin 2,2 miljoonaa. Näin suurelle hajonnalle voisi ehkä olla selityksenä luiston muodostuminen niin suureksi, että se kykenee tasoittamaan ja siten poistamaan pieniä alkusäröjä, mikä pystyy hidastamaan makrosärön muodostumista. Lyhimmän kestoian saavuttaneen koepalkkiparin kosketusalueella oli huomattavasti vähemmän kulumistuotetta, kuin muiden. Tämä johtuu tietysti osaltaan pienemmästä kuormitus syklien määrästä, mutta voi olla myös viite siitä, että kosketus on hakeutunut aikaisemmin pitoon kosketusalueen vapaan pään puoleiselta reunalta ja alkanut säröytyä huomattavasti aikaisemmin. Kyse voi olla siis samankaltaisesta ilmiöstä, joka havaittiin aikaisemmin ensimmäisessä mittaussarjassa käytettäessä pienintä 20 kN esikiristystä.

5.7 Viides mittaussarja, syklimäärätestit

Viimeinen mittaussarja muodostui neljästä testistä, jotka ajettiin keskenään samoilla parametreilla, mutta testit keskeytettiin oletetun kestoian eri vaiheissa. Tällä järjestelyllä oli tarkoitus saada tietoa vauriomekanismista tutkimalla kulumisjälkiä ja vaurioitumisen etenemistä. Testiin valittiin esikiristystasoksi 25 kN, jolle oli jo ennestään paljon mitauspisteitä. Taivutusjännitystasoksi valittiin korkein 207 MPa:n taso, toisaalta pienimmän kestoikien hajonnan takia, toisaalta suurimman luiston takia. Suuresta luistosta oli myös hyötyä tässä sarjassa käyttöön otetun DIC-mittausten kannalta, jossa kosketuksen luistoa mitattiin koepalkkiparin sivusta. Pieni hajonta kestoiaässä parantaa jokaisen yksilöllisen testin edustavuutta siitä joukosta, minkä vaurion kehittymistä sillä on tarkoitus kuvata.

Katkaisurajat, eli syklimäärät, joihin testit ajettaisiin, sovitettiin aiemmin mitattujen 207 MPa/25 kN parametreilla ajettujen testien keskimääräiseen N2-kestoikään, joka oli noin 700 000 sykliä. Syklimäärät kullekin syklimäärätestille valittiin:

- 40 000,
- 200 000,

- 400 000,
- 600 000 sykliä.

Ensimmäisestä syklimäärätestistä saatiin myös todisteita siitä, että kaikkien testien alussa ilmenevä venymäliuskasignaalin amplitudin lasku, sekä ajoittaiset piikit jännitysamplitudissa johtuvat kammen kiinnittimen alla syntyvän kosketuksen tahmautumisesta. Ensimmäistä testiä purettaessa koepalkit olivat hyvin lujaan toisiinsa takertuneet, eikä niitä käsin pystynyt irrottamaan toisistaan. Koepalkit irrotettiin toisistaan kiilaamalla puukon terä vapaasta päästä koepalojen väliin. Vapaan pään kosketuksen alueelta löytyi noin 25 neliömillimetrin kokoinen voimakkaasti tahmautunut alue. Tällaisessa kohdassa kitkakerroin voi helposti nousta yli arvon 1, koska kyseessä on lähes pistehitsin kaltainen liitos osien välillä. Vaikutus tasaantuu siinä vaiheessa, kun liitos kammen kiinnittimen alla on leikkaantunut auki ja koepalkkien väliin on syntynyt peittävä kerros kulumistuotetta.

Tämän sarjan kaikki testit kestivät suunnitellut syklimäärät ja oletetusti viimeisessä testissä, joka ajettiin 600 000 sykliin, oli havaittavissa makrosärö. Tämän sarjan havainnot löytyvät omasta luvustaan pintatarkasteluista.

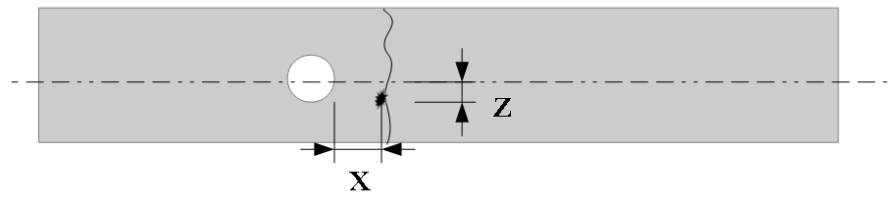
5.8 Pintojen vauriokäyttäytyminen

Kitkaväsymisen kokeellisessa tarkastelussa tärkeässä osassa on myös kulumisjälkien ja murtopintojen tutkiminen. Kulumisjäljet kertovat paljon väsymisvaurion mekanismeista sekä etenemisestä. Kulumisjälkien perusteella voi analysoida esimerkiksi kosketusalueen sisällä suhteellisen luiston määrää, vaikka absoluuttisen luistoamplitudin määrittäminen niistä on käytännössä mahdotonta. Kulumisalueita tarkastelemalla pystyy löytämään mahdollisia pito- ja luistoalueiden rajoja, joihin alkusäröt usein muodostuvat.

Jokainen testipalkkipari kuvattiin kameralla testin päätyttyä siten, että molempien palkkien koko leveys kosketusalueelta on näkyvissä. Lisäksi osa kulumisjäljistä kuvattiin optisella mikroskoopilla pienempiä yksityiskohtia varten. Kameralla otetuissa kuvissa palkit on kuvattu pareittain siten, että poikki mennyt palkki on kuvassa oikealla puolella. Katkaisurajalle kestäneitä ei ole eroteltu. Palkin vapaa pää on kameralla otetuissa kuvissa alhaalla. Mikroskooppikuvat on otettu ehjänä säilyneestä palkista siten, että vapaa pää osoittaa vasemmalle, samalla tavalla kuten koelaitteeseen kiinnitettynä.

5.8.1 Säröjen ydintymiskohtien tarkastelu

Kulumisjäljistä etsittiin särön ydintymiskohtia, sekä pistemäisiä alueita, joissa tahmautumista koepalkkien välillä oli todennäköisesti tapahtunut. Taulukkoon 9 on koottu kuvan 52 periaatteen mukaisesti mitatut säröjen todennäköiset ydintymiskohdat. Mittaus tehtiin työntömitalla silmämääräisesti arvioiden. Jos särö kulki useamman tahmautumiskohdan kautta, valittiin mittauspisteeksi niistä suurin.



Kuva 52. Särön ydintymiskohdan mittausperiaate.

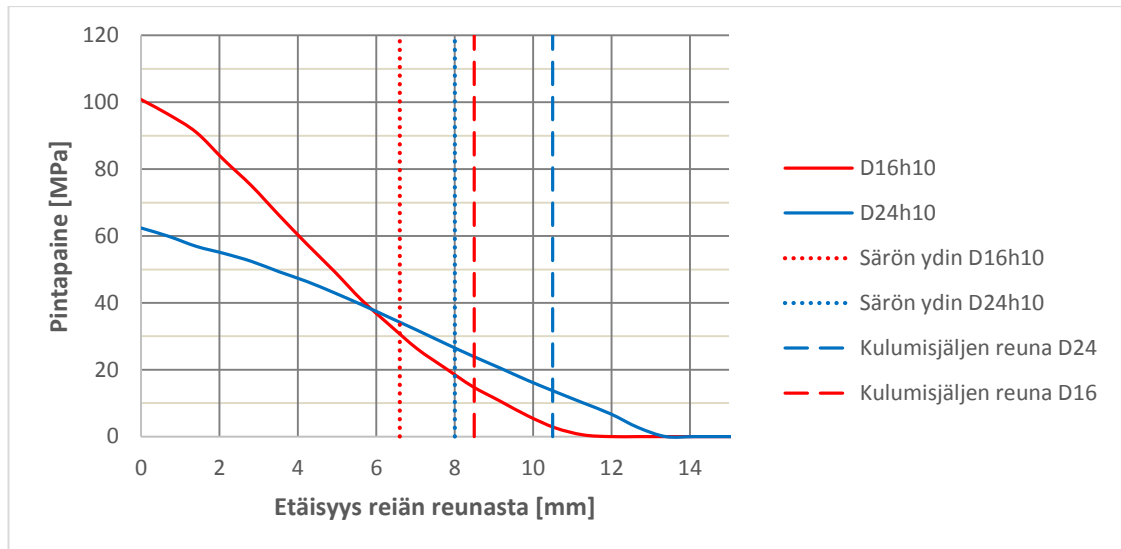
Taulukossa on ilmoitettu etäisyys reiän etureunasta, sekä palkin keskiakselista. Mittauksissa ei ole eritelty sitä, kummalla puolella keskiliinjaa (mitta z-suunnassa) ydintymiskohta oli.

Taulukko 9. Särön ydintymiskohtien sijaintien keskiarvot.

	x [mm]	z [mm]
Keskiarvo, sarja 1 ja 2 (kaikki säröytyneet)	6.4	1.8
Keskiarvo 20kN, sarja 1	6.8	2.7
Keskiarvo 25kN, sarja 1 ja 2	6.6	0.9
Keskiarvo 30kN, sarja 1	6.8	2.0
Keskiarvo 135MPa (säröytyneet 3kpl)	7.7	1.3
Keskiarvo 166MPa	6.3	2.3
Keskiarvo 207MPa	5.7	1.6
Keskiarvo D24	8.0	4.3
Keskiarvo reiän paikka 102 mm	5.2	2.0

Kuten taulukosta 9 voidaan havaita, esikiristyksellä ei juurikaan ollut vaikutusta särön ydintymiskohdan muodostumiseen. Taivutusjännityksen arvon suurentaminen sen sijaan siirtää säröytymiskohtaa lähemmäs reiän reunaa, oletettavasti siksi, että myös pito- ja luistoalueen raja siirtyy kohti kiinteää päätä.. Aluslevyn kasvattaminen siirsi säröytymiskohtaa selkeästi kauemmas reiän reunasta.

Säröt ydintyivät reiän vapaan pään puolelle, kuluneen kosketusalueen reunan läheisyyteen. Poikkeuksena oli sarjan 1 testipiste 166 MPa/25 kN testi, jossa yksi särö oli syntynyt reiän läheisyyteen, vaikka lopullinen vaurioituminen oli tapahtunut reiän vapaalta puolelta. Kuvassa 53 on nähtävillä aikaisemmin käytetyllä FE-mallilla lasketut pintapaineet kosketusalueella 25 kN esikiristyksellä, sekä säröjen ja kulumisjälkien reunojen keskimääräiset sijainnit.



Kuva 53. Säröytymiskohtien ja kulumisjälkien reunojen pintapaineet 25kN esikiristyksellä.

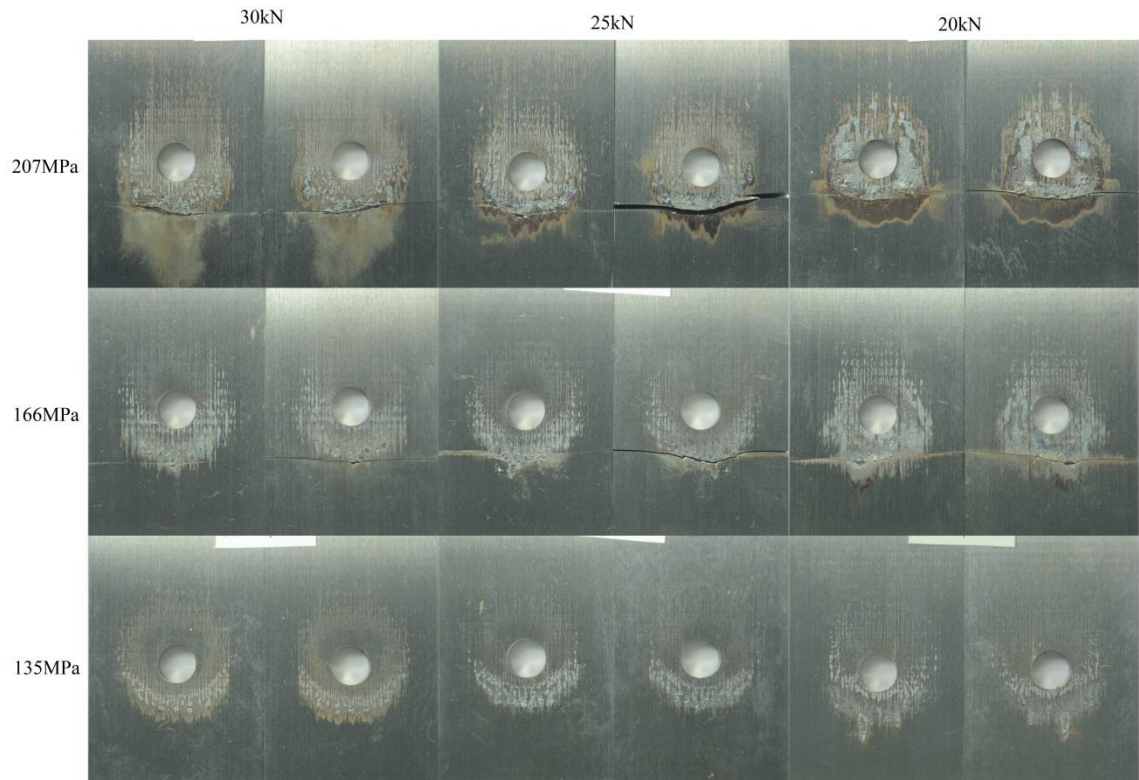
Referenssikoon 16 mm aluslevyllä säröytymiskohdassa pintapaine on ollut noin 31 MPa, kun 24 mm halkaisijan aluslevyllä säröytymiskohdassa se on ollut lähes sama, noin 27 MPa.

Kulumisjäljet mitattiin silmämääräisesti työntömitalla siten, että yksittäisiä kuluneita pisteitä ei otettu huomioon, vaan pyrittiin hahmottamaan kosketusalueen likimain ympyrän muotoisen alueen halkaisija. Molemmat aluslevyt tuottivat kulumisjäljen alueelle, jossa pintapaine tietokonesimulaation mukaan on likimain 15 MPa.

Sarjassa 4, jossa siirrettiin reiän paikkaa kohti vapaata päätä, säröytyminen tapahtui lähempänä reunaa. Tämä selittyy kosketuksen suuremmalla luistolla, jolloin pitoalue muodostuu pienemmäksi ja suurin leikkausjännitys muodostuu lähemmäksi reiän reunaa.

5.8.2 Pintojen vauriotarkastelu, sarjat 1 ja 2

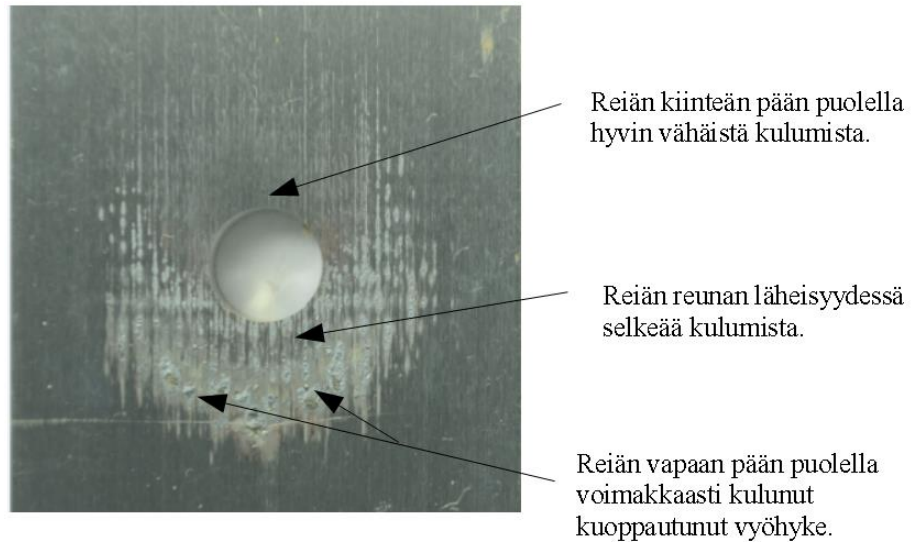
Ensimmäisessä mittaussarjassa saatiin kattava yleiskatsaus parametrien vaikutuksesta kulumispintoihin. Kuva 54 on kollaasi kulumispinnoista kaikista sarjan 1 palkeista pareittain siten, että taivutusamplituditaso laskee ylhäältä alas ja esikiristysvoima vasemmalta oikealle mentäessä.



Kuva 54. Ensimmäisen mittaussarjan vauriojäljet (ylin rivi puhdistamatta).

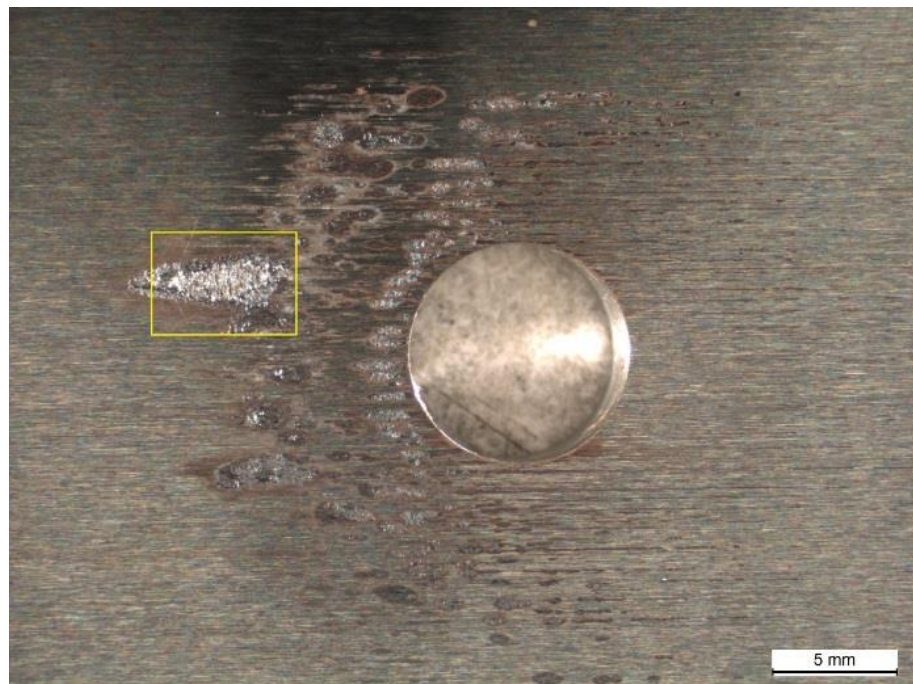
Kuvasta 54 havaitaan luistoalueen koon kasvu lisättäessä taivutusamplitudia, tai vähennettäessä esikivistysvoimaa. On hyvä huomata, ettei esikivistyksen lisääminen kasvata varsinaisen kosketusalueen kokoa, vaan vaikuttaa pidossa pysyvän alueen kokoon. Yllä olevassa kuvassa ylintä riviä ei ole puhdistettu testin jälkeen asetonilla pyyhkimällä, vaan kaikki ajon aikana syntynyt kulumistuote on vielä kosketusalueen pinnalla.

Tyypillisessä vauriojäljessä oli havaittavissa kolme kulumisen suhteen erilaista vyöhykettä. Reiän kiinteän pään puolella, palkin keskilinjalla oli yleensä havaittavissa vain hyvin vähän kulunut alue. Välittömässä reiän reunan läheisyydessä kulumisen reiän vapaalla puolella oli jo selkeästi havaittavissa, mutta yleensä huomattavasti vähäisempää, kuin varsinaisella kuoppautumisvyöhykkeellä. Eniten kulumista oli havaittavissa juuri tällä kuoppautuneella vyöhykkeellä, joka sijaitsi reiän vapaalla puolella, ja jossa myös säröytyminen tapahtui. Kuvassa 55 on näkyvillä esimerkki tyypillisestä vauriojäljestä. Näiden eri alueiden koko vaihteli kuormitusparametrien mukaan. Vertaamalla esimerkiksi kuvaan 54, voidaan havaita, että yhdistelmällä 207 MPa/25 kN vähäisen kulumisen aluetta ei ole löydettävissä reiän kiinteän pään puolelta.



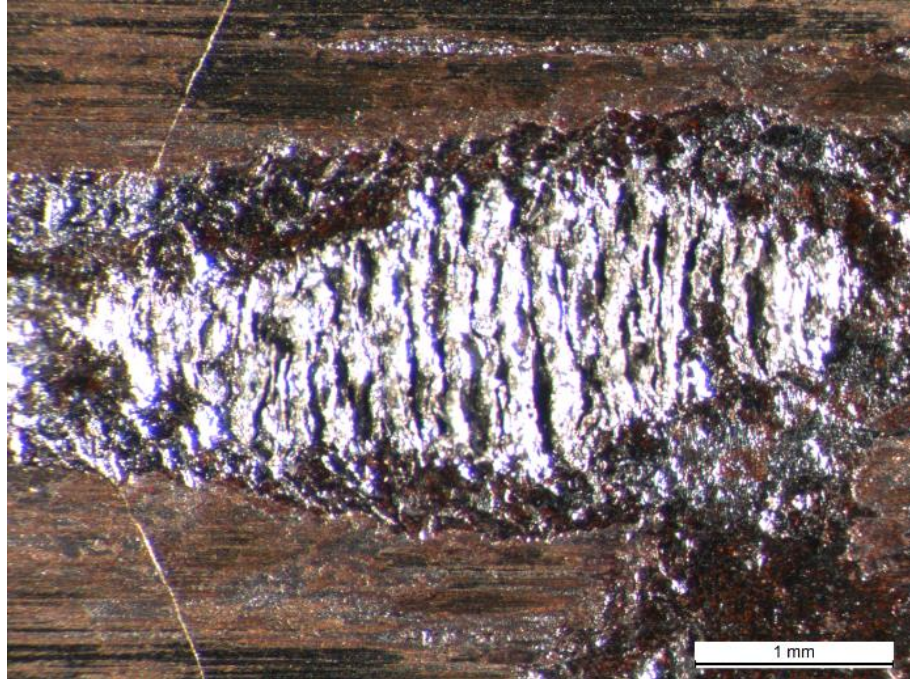
Kuva 55. Esimerkki tyypillisestä vauriojäljestä.

Alimman 135 MPa:n taivutusamplitudilla ja 20 kN esikivistysvoimalla syntyi makrosärö tahmautuneen pistemäisen alueen eteen. Tämä alue oli nähtävissä myös paljain silmin ja koepalojen irrottaminen toisistaan testin jälkeen vaati jonkin verran voimaa. Kyse oli siis melko voimakkaasta adhesiivisesta liitoksesta, joka luonnollisesti pystyy nostamaan kitkakertoimen hyvin korkeaksi ja siten aiheuttamaan voimakkaan leikkausjännityskeskittymän. Kuvassa 56 näkyy kosketusalue kokonaisuudessaan, sekä alue, josta suurennos on otettu.



Kuva 56. Vauriojälki sarja1, 135MPa, 20kN, N2: 3,0e6 sykliä.

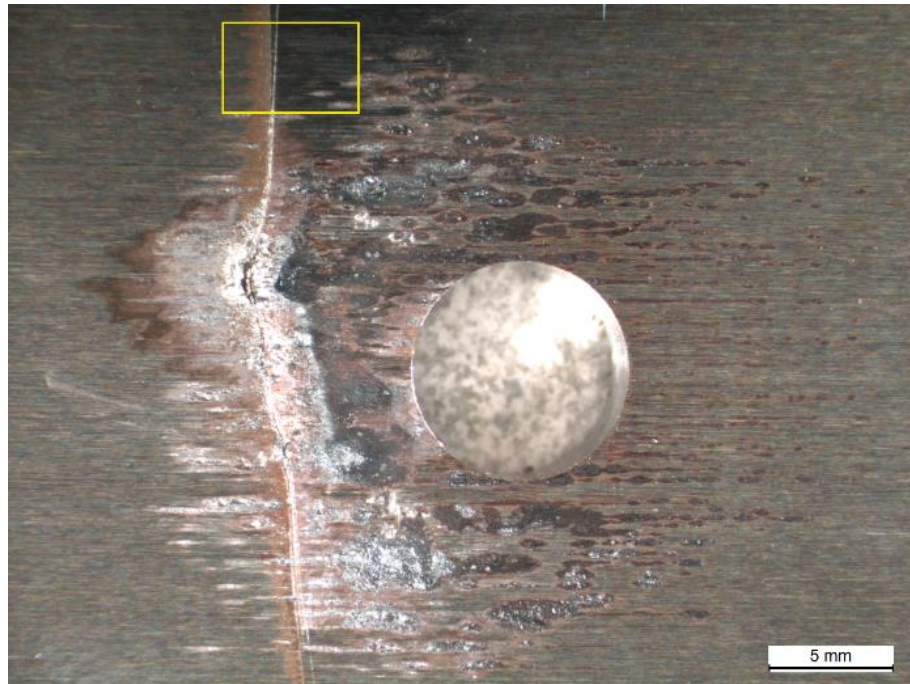
Kosketusalueen kuluminen on melko vähäistä, mutta yksi verrattain suuri tahmautunut alue pystyy aiheuttamaan makrosärön ydintymisen. Särön syntyminen havaittiin venymäliuskasignaalisissa N1-syklimäärän ollessa noin $2,5e6$. Suurennos tahmautuneesta alueesta näkyy kuvassa 57.



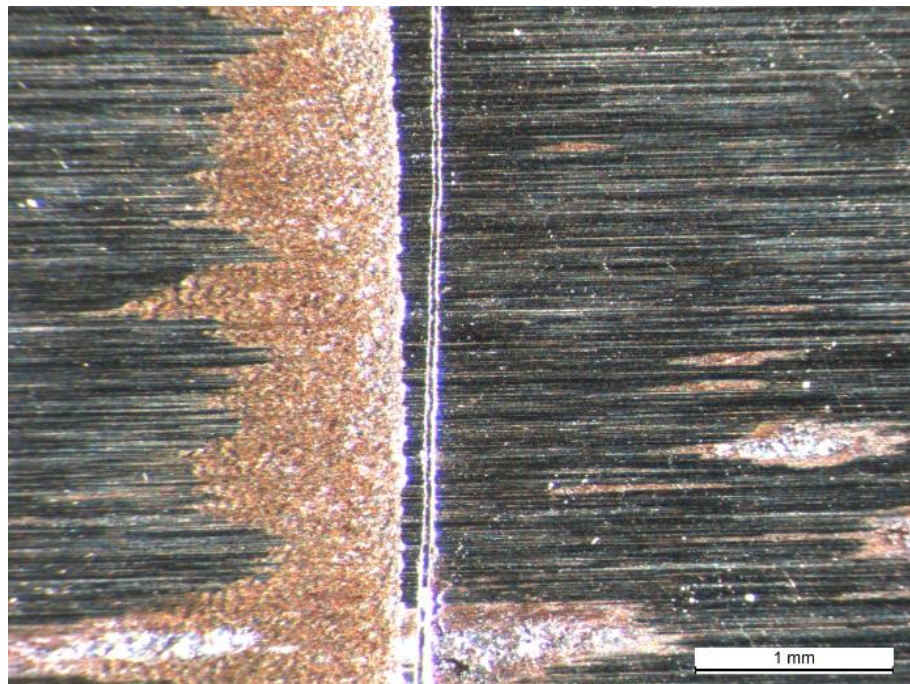
Kuva 57. Sarja1, 135MPa, 20kN osasuurennos tahmautuneesta alueesta.

Kuvassa 57 näkyy noin 5mm pitkä tahmautunut alue, jonka pinta on suomumaisen jäljen peittämä. Suomut kulkevat 90 asteen kulmassa kuormitussuuntaan nähden ja ovat pinnaltaan puhtaita. Tummaa kulumistuotetta löytyy tahmautuneen alueen reunoilta, mutta suurimmalta osalta kosketusalueelta on vielä nähtävissä hionnan jättämä hiontasuuntaan kulkeva kuviointi. Kuluminen on siis voimakkaasti keskittynyt tällaisten pistemäisten alueiden läheisyyteen.

Säröjen ydintyminen oli voimakkainta reiän vapaan pään puolella, jossa luisto muodostui suuremmaksi. Pistemäiset tahmautumisaluet löytyivät yleisimmin noin 5-8 mm etäisyydeltä reiän reunasta, palkin keskilinjan tuntumasta. Alueella, josta löytyi tahmautumispisteitä, säröt kulkivat molemmissa palkeissa yhteneviä reittejä. Säröt siis muodostivat peilikuvan palkkipareihin. Säröt myös etenivät palkin ulkoreunalle pääasiassa yhtenevää reittiä molemmissa palkeissa, mutta joissakin palkeissa oli nähtävissä viitteitä siitä, että toinen palkki oli säröytynyt reunaan asti jonkin verran toista aikaisemmin. Myöhemmin säröytyneessä palkissa särö ei välttämättä edennyt samaa reittiä, jolloin pitempään ehjänä säilyneen palkin pintaan muodostui viivamainen kulumisjälki, kuten kuvissa 58 ja 59 voi nähdä.



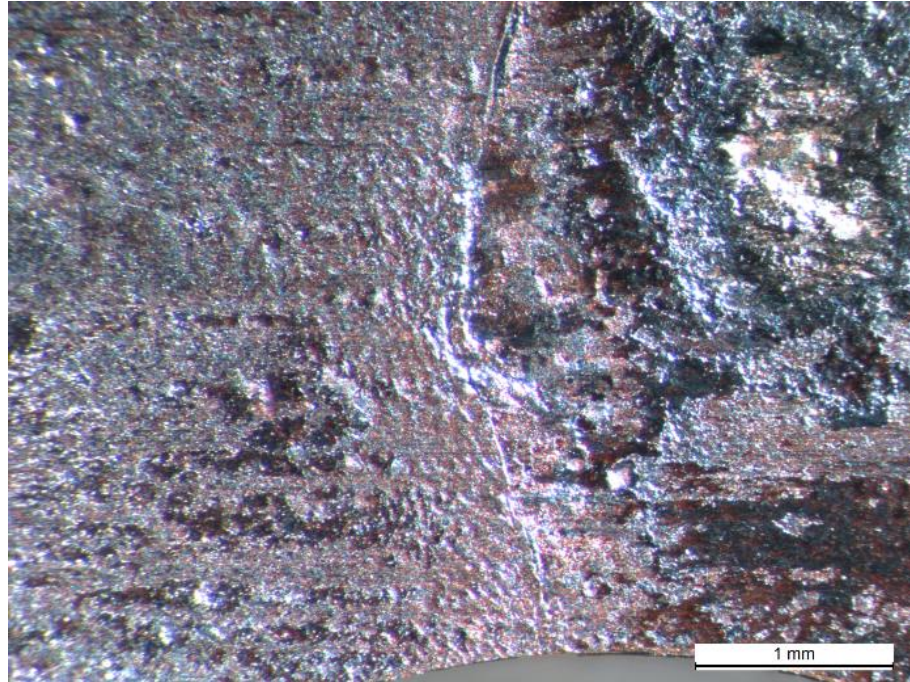
Kuva 58. Vauriojälki sarja1, 166MPa, 20kN, ylempi koepalkki, säröjen eteneminen palkin reunassa eri reittiä.



Kuva 59. Osasuurennos, sarja1, 166MPa, 20kN, vasemmalla alemman palkin särön jättämä jälki.

Kuten luvussa 5.2 pohdittiin, saattoi pienimmän 20 kN esikivistystason korkeimman väsymisiän syynä olla suurempi luistoalue, jolloin leikkausvoiman pintaa vaurioittava vaikutus lopullisella säröytymisvyöhykkeellä alkaa vasta suuremman syklimäärän jälkeen. Tästä antoi viitteitä korkeimmalla 207 MPa:n taivutusamplitudilla ja 20 kN esikivistyksellä ajettu testi, jossa säröytymistä oli tapahtunut reiän reunalla (kuva 60). Tämä

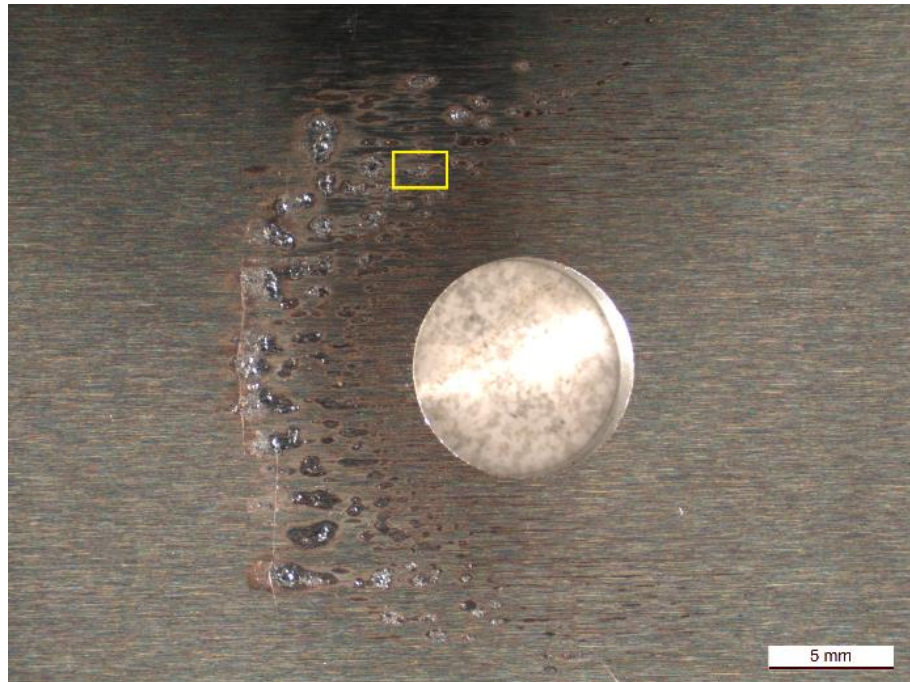
särö ei kuitenkaan edennyt palkin reunaan asti, vaan lopullinen vaurioituminen tapahtui samaan tapaan, kuin muillakin kuormitustasoilla.



Kuva 60. *Reiän reunan läheisyydessä ydintynyt särö, sarja1, 207MPa, 20kN,.*

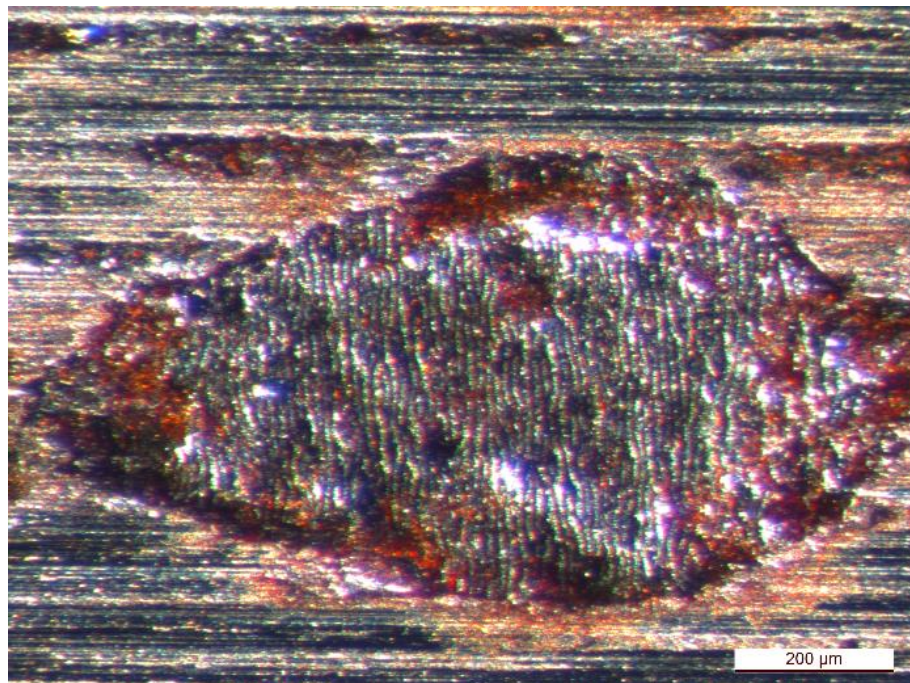
Kuvan 60 särö on syntynyt paikkaan, jossa koepalkin nettopoikkileikkaus on pienimmillään. Tämä muodostuu voimakkaimmin kuormitetuksi alueeksi tavanomaisella teräs-teräs-parin kitkakertoimella 0,2, kuten koejärjestelyn kuormitusvasteen tarkasteluissa on osoitettu. Todennäköisesti tämän testin parametreilla kitkakertoimen nousu kitkaväsymiselle tyypillisiin lukemiin on kestänyt huomattavasti kauemmin. Kitkakertoimen noustua myöhemmässä vaiheessa säröytyminen on alkanut reiän vapaalla puolella. Osa kuormituksen kumulatiivisesta vaurioittavasta vaikutuksesta on kulunut lopullisen murtopinnan ulkopuolelle, jolloin syklimäärä ennen palkin katkeamista kasvaa. Matalalla esikivistystasolla kitkaväsymisen ja geometrisen jännityshuipun (reiän reuna) vaikutusalueet voivat yhtyä. Jos kitkaolosuhteet eivät muuttuisi, vaan molempien väsyttävä vaikutus kohdistuisi koko eliniän ajan samaan kohtaan, tuloksena olisi voinut olla hyvin nopea vaurioituminen.

Sarjan 2 yhdestä testistä, joka ajettiin matalimmalla taivutusamplituditasolla, löytyi pistemäinen alue, jossa oli havaittavissa selkeää suomukuviointia. Alue sijaitsi reiän etureunan tasalla (kuva 61).



Kuva 61. Vauriojälki, sarja 2, 25kN 135MPa

Osasuurennoksessa (kuva 62) näkyy pistemäisen alueen suomukuviointi, jossa yhden suomun leveys on noin 14 μm .



Kuva 62. Osasuurennos, sarja 2, 25kN, 135MPa.

Murtopinnoissa oli havaittavissa tumma kiillottunut alue, joka on todennäköisesti särön hitaan etenemisen alue. Säröpinta on tällä tummalla alueella ollut siten pitempään auki, kuin nopean murtumisen alueella, joka näkyy murtopinnalla kirkkaampana alueena kuvassa 63.

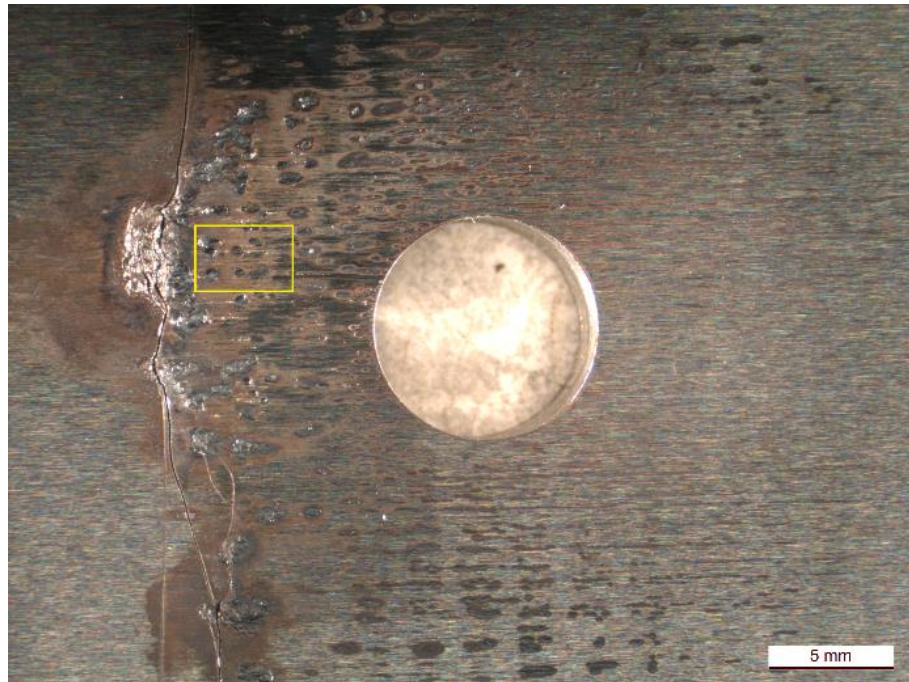


Kuva 63. Tyypillinen murtopinta, sarja 1, 25kN, 207MPa, liitospinta ylöspäin.

Kuva 63 edustaa tyypillistä murtopintaa, jossa kuvasta katsottuna palkin alareunan nurkat ovat murtuneet irti viimeisenä. Eroavaisuuksia eri testien välillä löytyi lähinnä kiillottuneen alueen koossa, sekä murtopintaan edenneiden alkusäröjen määrässä. Tässä kuvassa näkyy useampi makrosärö, jotka ovat edenneet lopullisen murtopinnan tasalle, mutta joissakin murtopinnoissa näitä ei ollut välttämättä nähtävillä ollenkaan.

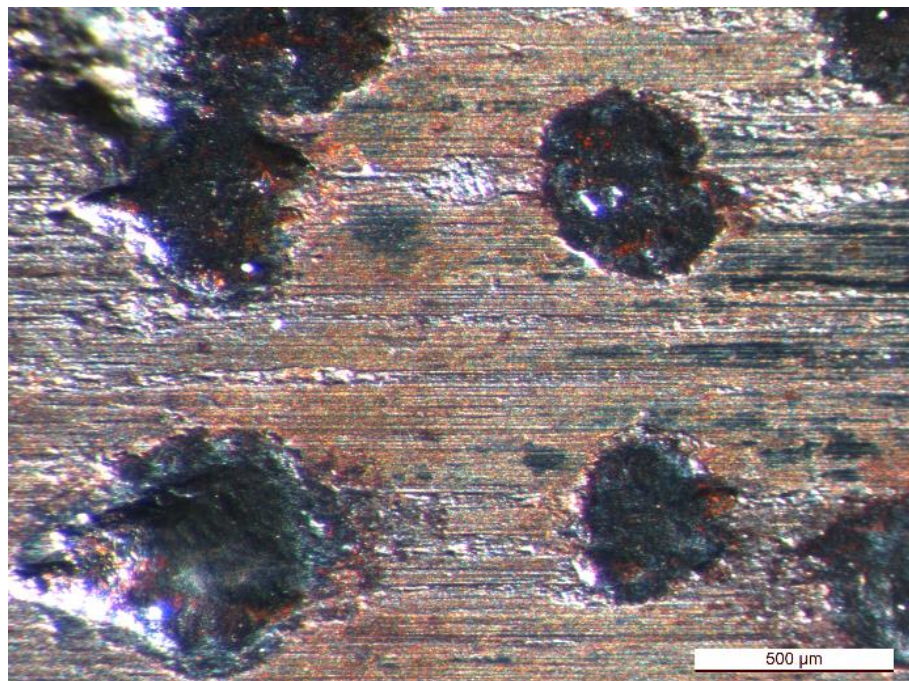
5.8.3 Pintatarkastelut, sarja 3, aluslevy D24

Kolmannessa mittaussarjassa, jossa aluslevyn koko kasvatettiin 24 millimetriin, ajettiin kaksi testiä taivutusamplitudilla 166 MPa ja esikiristyksellä 25 kN. Kulumisjälkiä tarkastelemalla kosketusalue oli halkaisijaltaan noin 30 mm. Mikroskoopilla otetuissa kosketusalueen yleiskuvissa kulumisalue täyttää koko kuvan pienimmällä suurennoksella. Kuvassa 64 näkyy sarjan 3 ensimmäisen testin vauriojälki.



Kuva 64. Vauriojälki, sarja 3, testi 1, 166MPa, 25kN N2:1,62e6

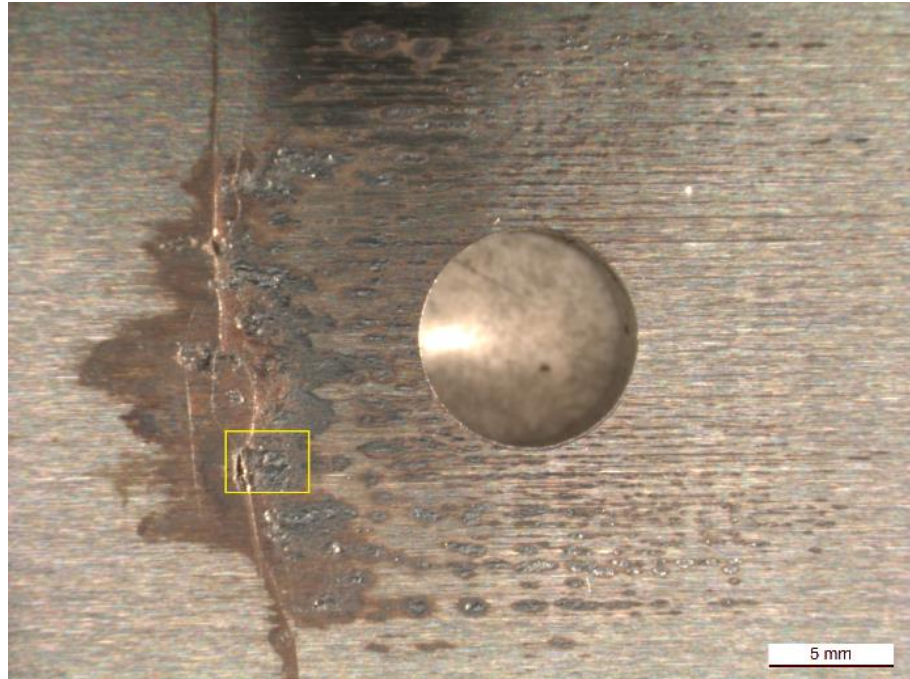
Kuluminen oli silmämääräisesti tarkastellen vähäisempää, kuin vastaavilla parametreilla referenssikoon aluslevyn kanssa tehdyissä testeissä ja alkuperäistä pintaprofiilia oli enemmän jäljellä. Säröytymiskohdan ja reiän välistä löytyi alue, jossa pinnan kuluminen oli keskittynyt erittäin voimakkaasti pistemäisiin alueisiin (kuva 65).



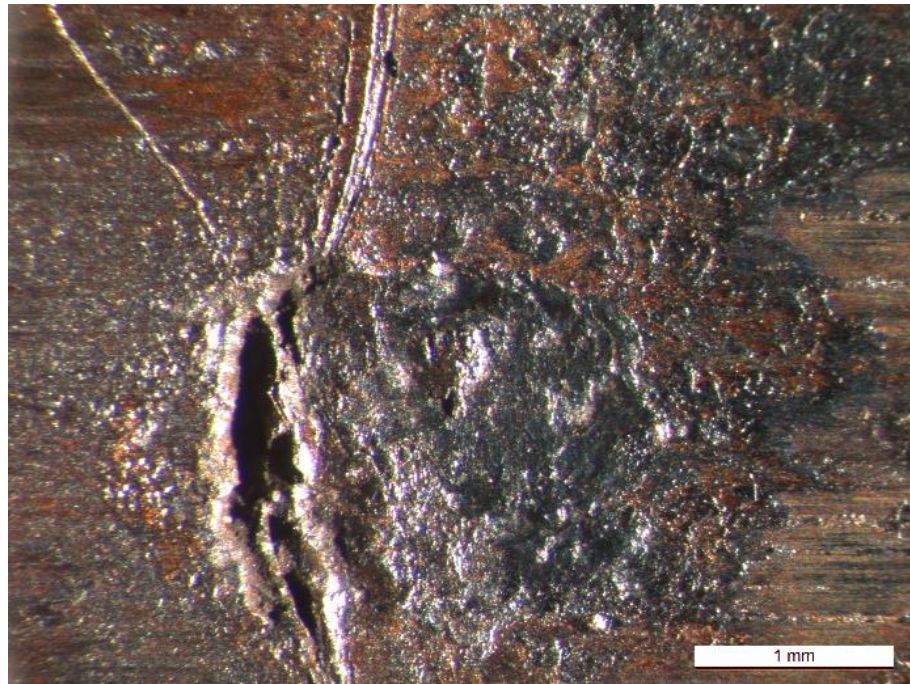
Kuva 65. Osasuurennos, sarja 3, testi 1.

Kuoppien reunat olivat verrattain selkeät ja niiden ympäristössä pinta oli kulunut vain vähän. Merkkejä materiaalin siirtymisestä pintojen välillä oli havaittavissa, kuten kuvan 65 vasemmassa ylänurkassa erottuva kohouma osoittaa. Alkuperäisestä pintaprofiilista

on vielä osa jäljellä, johon oli kuitenkin syntynyt luistosuunnassa kulkevia juonteita. Sarjan toisessa testissä kuopat eivät olleet aivan yhtä selvärajaisia. Siinä säröltä reiälle päin kuljettaessa oli pidempi alue kulunutta pintaa. Yhteistä tämän sarjan testeillä oli säröytyminen useasta eri kohdasta. Lopullisen murtumiseen johtavan särön vierestä löytyi lyhempiä säröjä, jotka olivat pysähtyneet, tai yhtyneet pidempään säröön jonkin matkan päästä (kuvat 66 ja 67).



Kuva 66. Vauriojälki, sarja 3, testi 2, 166MPa 25kN N2:1,50e6.

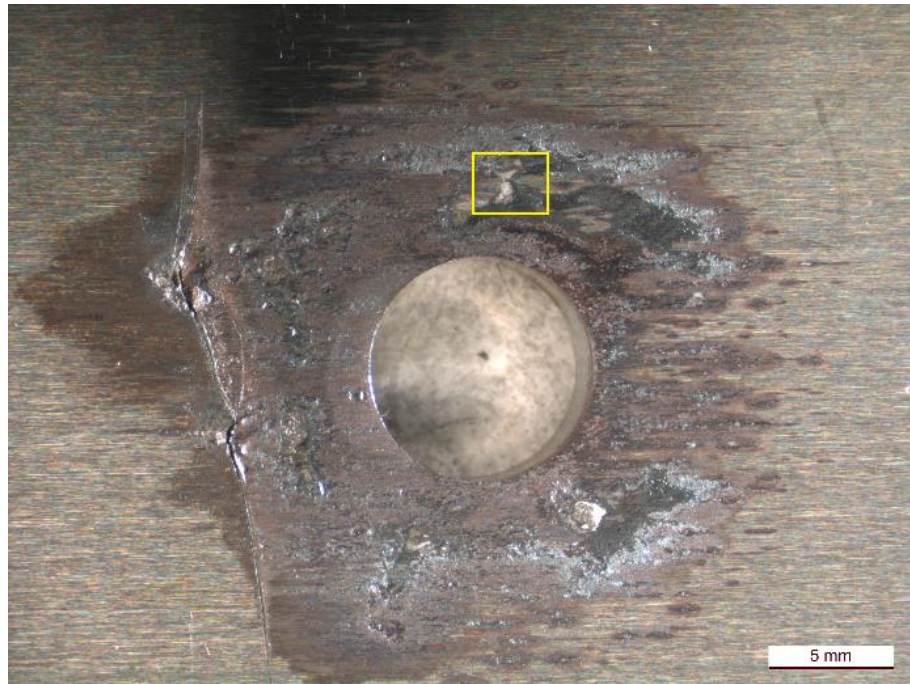


Kuva 67. Osasuurennos, sarja 3, testi 2.

Kuvassa 67 on osasuurennos, jossa näkyy säröytymiskohta, jonka oikealla puolella on noin 2-3mm alue voimakkaasti kulunutta pintaa, jonka jälkeen alkuperäisen pinnan profiili vielä osittain nähtävissä.

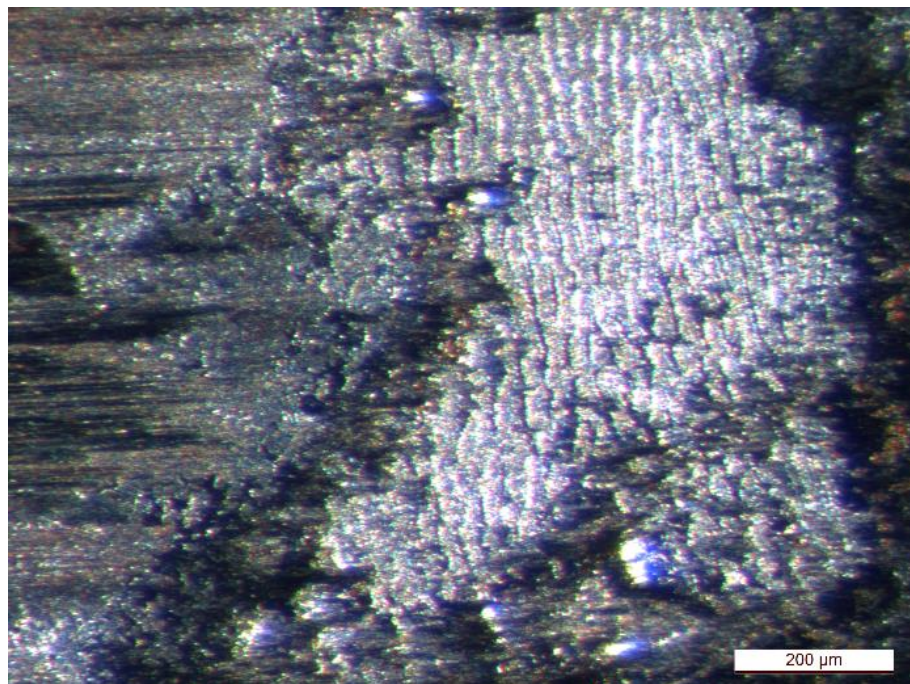
5.8.4 Pintatarkastelut, sarja 4, reiän paikka

Reiän paikkaa muutettaessa kasvatettiin luistoamplitudia suhteessa taivutusjännitykseen. Tässä sarjassa ajettiin kolme testiä, joista ensimmäinen 199 MPa ja kaksi viimeistä 179 MPa jännitysamplitudilla. Esikiristys oli kaikissa kolmessa sama 25 kN. Sarjan suuren sisäisen hajonnan takia kulumispinnatkin ovat keskenään melko erinäköisiä. Pisinimpään kestäneiden testien kulumisjäljissä on kuitenkin nähtävissä suuremman luiston vaikutukset erittäin kuluneena pintana. Kuvassa 68 näkyy sarjan 4 ensimmäisen testin vauriopinta, jota tarkastellessa on hyvä huomata kahta jälkimmäistä korkeampi jännitysamplituditaso.



Kuva 68. Vauriojälki, sarja 4, testi 1, 199MPa, 25kN, N2:1,06e6

Yllä olevassa kuvassa näkyy melko voivakasta kulumista myös reiän kiinteällä puolella, jossa analyysien mukaan luiston kasvu tulisikin olemaan voimakkainta. Kulumisjälki oli kauttaaltaan tumman kulumistuotteen peitossa, josta osa oli sen verran kovaa, ettei se liennut asetonipyyhinnässä, vaan lohkeili paikoin paljastaen altaan metallipinnan. Kuvan 68 osasuurenoksen alueelta löytyi vähemmän kulunut alue, jossa oli nähtävissä hieman erilaista suomukuviointia, kuin aikaisemmissa testeissä. Osasuurenos tältä alueelta näkyy kuvassa 69.



Kuva 69. Osasuurenos, sarja 4, testi 1.

Kuva 69 on alueelta, jossa vasemmalla puolella on nähtävissä vielä alkuperäistä pintaa. Yhden suomun leveys on noin 25 μm .

Toisen testin kulumisjäljestä ei löytynyt poikkeavia vaurioita. Tahmautuneita pisteitä löytyi kosketusalueelta, mutta todennäköisesti pienen syklimäärän takia kuluminen oli verrattain vähäistä, kuten kuvasta 70 näkyy.



Kuva 70. Vauriojälkii, sarja 4, testi 2, 179MPa, 25kN, N2:5,5e5

Sarjan kolmas ja viimeisen testi kesti yli 2 miljoonaa sykliä ennen lopullista murtumista. Murtumaan johtaneen särön läheisyydessä oli havaittavissa useampia pienempiä säröjä (kuva 71), jotka olivat joko pysähtyneet, tai yhtyneet pääsäröön.

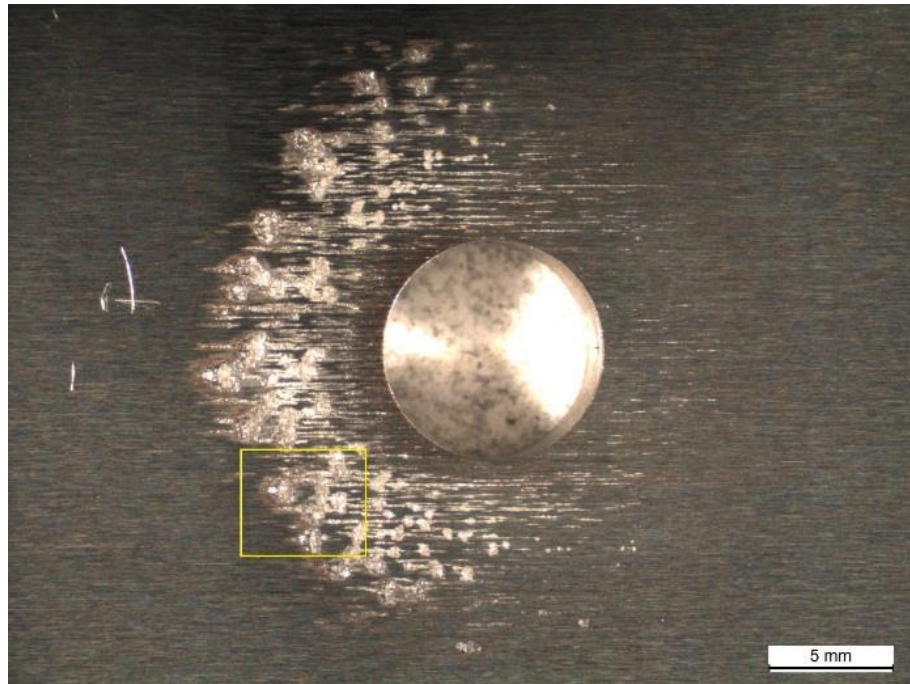


Kuva 71. Vauriojälki, sarja 4, testi 3, 179MPa, 25kN, N2:2,3e6

5.8.5 Pintatarkastelut, syklimäärätestit

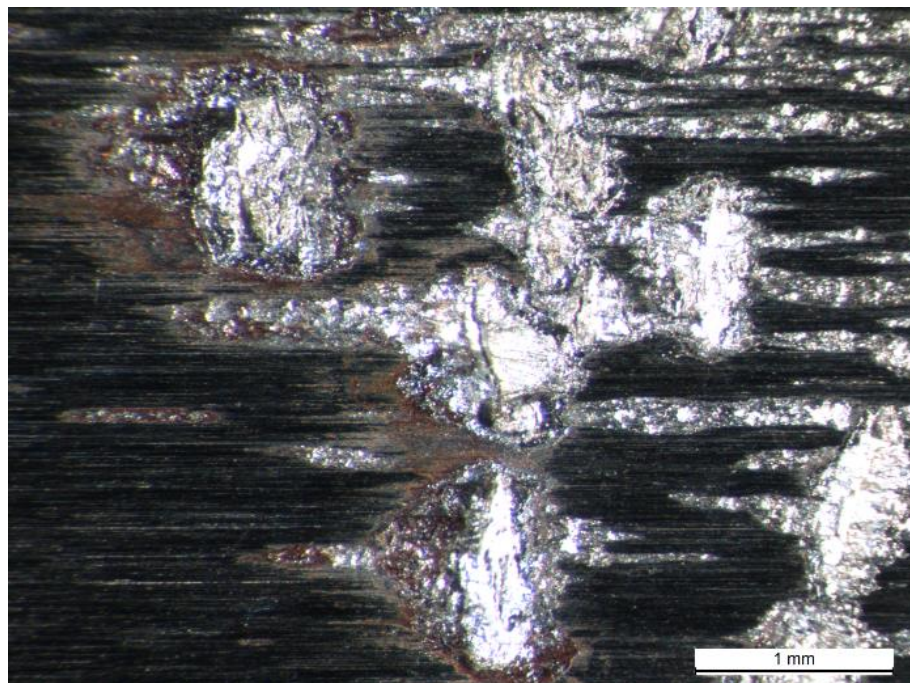
Viimeisen mittaussarjan keskeisin tarkoitus oli vauriomekanismin selvittäminen koepalkin eliniän eri vaiheissa. Koko sarjaa tarkastelemalla pystyykin näkemään käytetyn kuormitustapauksen (207 MPa/25 kN) vaurion kehittymisen miltei alusta, 40 000 syklin kohdalla, lähes loppuun n. 600 000 syklin kohdalle. On hyvä muistaa, että jokainen syklimäärätesti ajettiin aina uusilla koepalkeilla, josta johtuu yksilölliset eroavaisuudet kosketusalueiden kulumisjälkien muodoissa, eikä kyse ole yhden yksittäisen palkkiparin vaurion evoluutiosta.

Ensimmäisessä syklimäärätestissä kosketusalueella oli havaittavissa pintojen tahmautumista, joka näkyi pinnalla olevina vuorina ja kuoppina. Kosketusalueen yleiskuvasta (kuva 72) näkyy suurimman luiston alueelle syntynyt kuoppautunut vyöhyke. Hapettunutta kulumistuotetta löytyi varsin vähän.



Kuva 72. Vauriojälki, syklimäärätesti 1, 207MPa, 25kN, 40 000 sykliä.

Osasuurennoksessa (kuva 73) näkyy keltaisella suorakulmiolla merkattu alue, joka on kosketusalueen reunalla. Ympäristö ruuvín vapaalla puolella oli kauttaaltaan vastaavalla tavalla tahmautunutta.

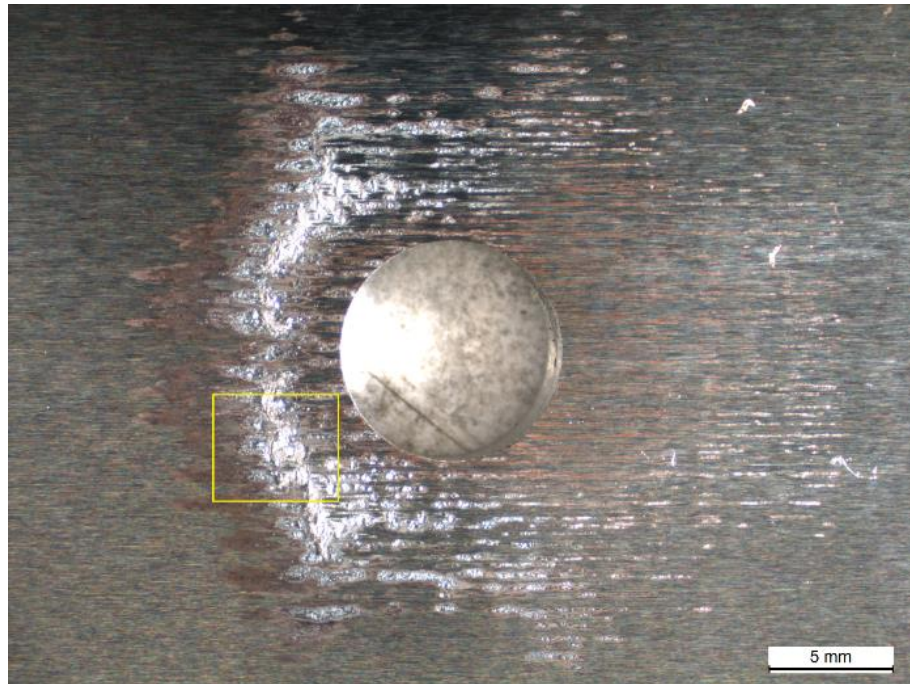


Kuva 73. Syklimäärätesti 1, osasuurennos kosketusalueen reunalta.

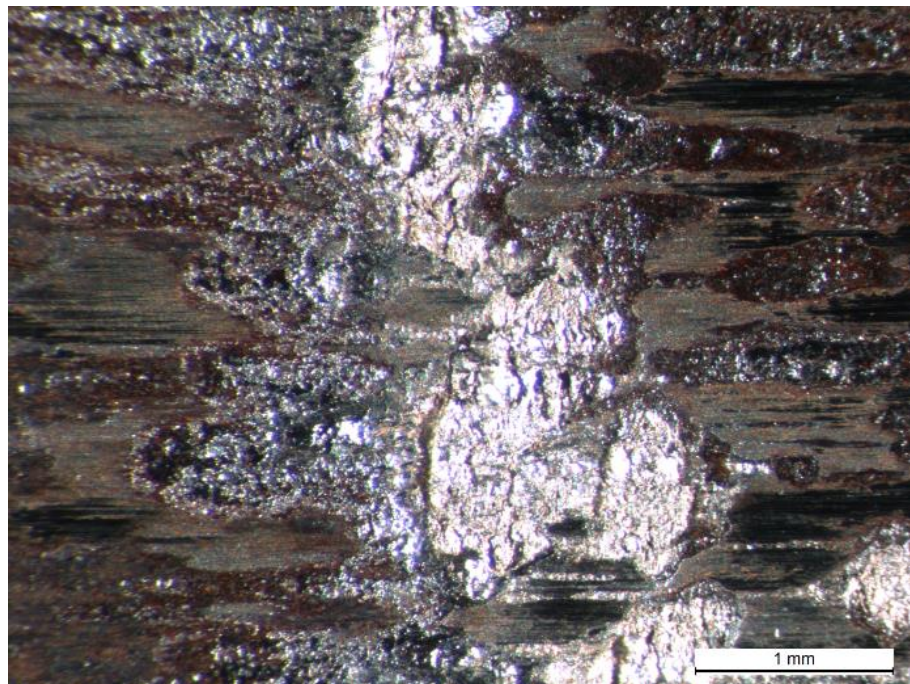
Kuvan 73 tahmautumispisteiden juurella näkyy pieniä alkusäröjä. Pintavauriot keskitettiin tällaisiin noin 1 mm halkaisijaltaan oleviin pisteisiin, joiden ympäristössä hionta-

jäljen pinnanlaatu on silmin arvioiden lähes ennallaan. Pinnan topografia erottui stereomikroskoopilla tarkasteltuna huomattavasti paremmin, kuin valokuvasta.

Toinen syklimäärätesti koki noin 200 000 kuormitussykliä. Reiän vapaalle puolelle syntyi selkeä vyöhyke, jossa pienet tahmutuneet pisteet olivat yhdistyneet toisiinsa (kuva 74). Silmin mikroskoopin läpi katsoen pinnassa olevat kuopat ja vuoret eivät olleet enää yhtä teräviä verrattuna ensimmäiseen cutoff-testiin.

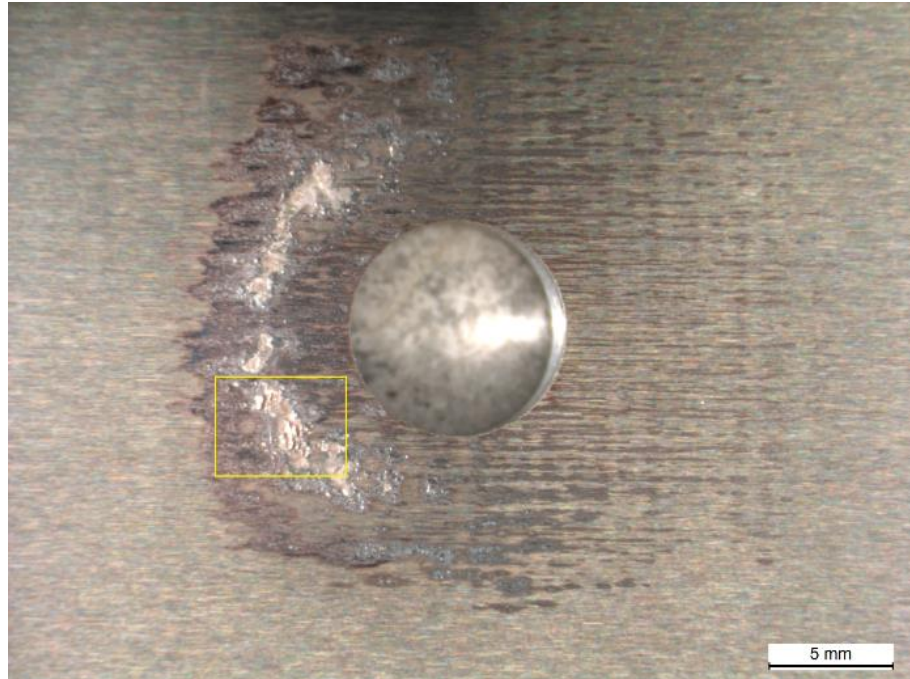


Kuva 74. Vauriojälki, syklimäärätesti 2, 207MPa, 25kN, 200 000 sykliä.



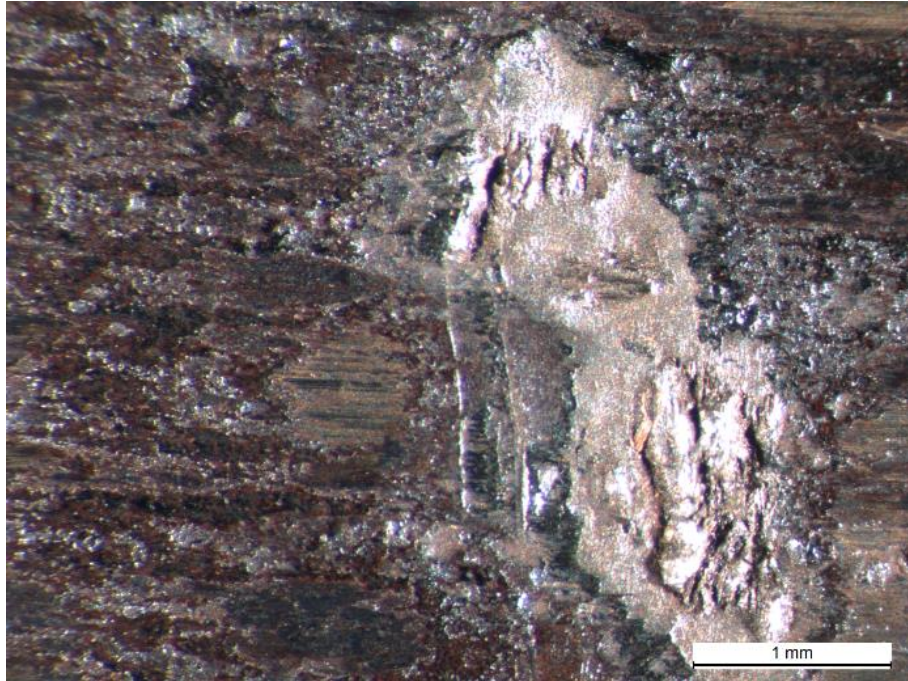
Kuva 75. Osasuurennos tahmutumisvyöhykkeestä, syklimäärätesti 2.

Kolmas syklimäärätesti ajettiin noin 400 000 sykliin. Kosketusalueelta löytyi tässäkin testissä selkeä vyöhyke, jolla kulumistuotetta ei juuri ollut, vaan paljaat metallipinnat olivat olleet toisiaan vasten (kuva 76). Kulumistuotetta löytyi tämän vyöhykkeen molemmin puolin.



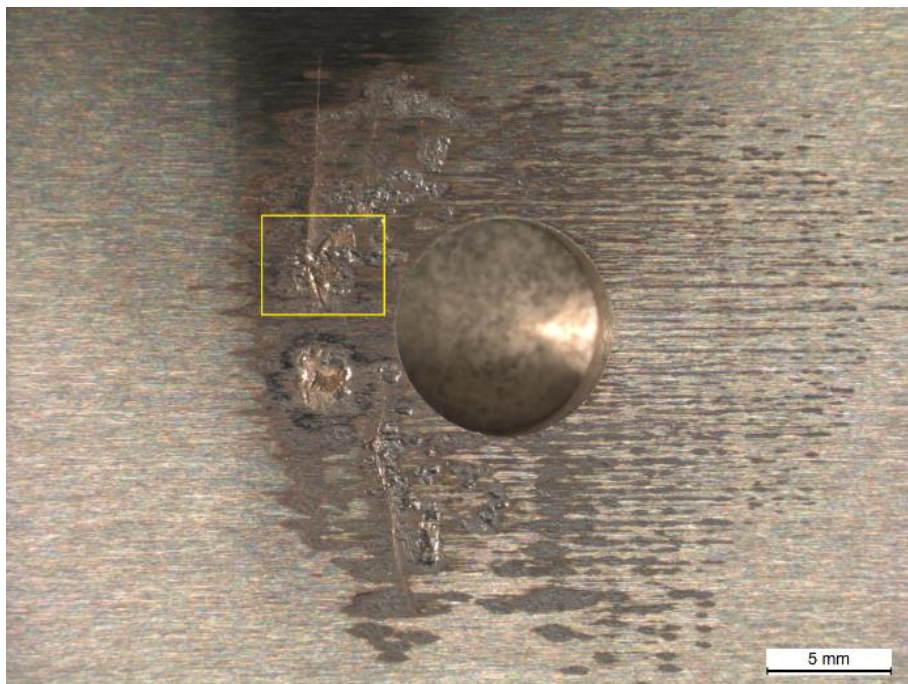
Kuva 76. Vauriojälki, syklimäärätesti 3, 207MPa, 25kN 400 000 sykliä

Kuvassa 76 näkyy ilmeisesti pieni makrosärön ydintymiskohta, josta osasuurennos kuvassa 77. Ympäri reikää näkyy lievästi kulunutta pintaa, mutta varsinaista tahmautumista näkyy vain reiän vapaan pään puolella.

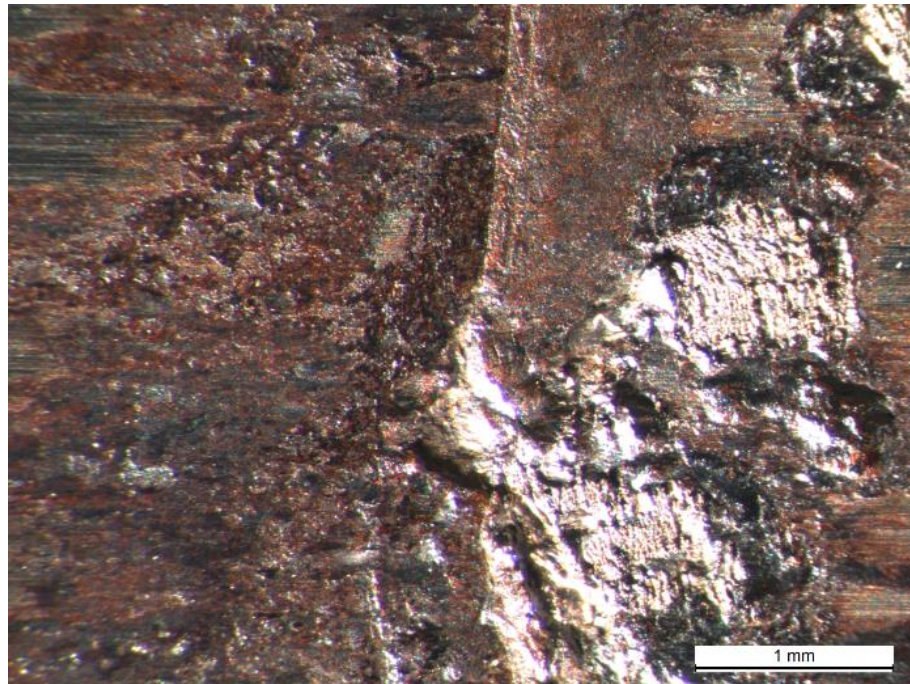


Kuva 77. Särön ydintymiskohta syklimäärätesti 3.

Viimeinen syklimäärätesti ajettiin hyvin lähelle odotettua palkin katkeamista, joten myös kulumisjälki näytti hyvin samalta, kuin samoilla parametreilla loppuun ajetuissa testeissä (kuvat 78 ja 79).



Kuva 78. Vauriojälki, syklimäärätesti 4, 207 MPa, 25kN, 600 000 sykliä.



Kuva 79. Särön ydintymiskohta, syklimäärätesti 4.

Syklimäärätesteissä havaittu vaurion kehittyminen seuraa jokseenkin hyvin Waterhousen 1981 kirjassaan esittämää vauriomekanismia. Pintojen välinen paikallinen hitsautuminen alkaa hyvin aikaisessa vaiheessa, joka on havaittavissa lähteen mukaan jo muutaman sadan kuormitusyksen jälkeen. Hitsautuminen johtaa pinnankarheuden kasvuun, kun vastinpinnat takertuvat toisiinsa ja materiaalia siirtyy vastinpintojen välillä. Hitsautumisen jälkeen kuormitushistorian edetessä pinnat alkavat tasoittua hitsautuneiden pisteiden leikkautuessa. Leikkautumisen seurauksena muodostuu hapettuneita irtonaisia kulumispartikkeleita. Kulumistuotteen syntyminen kosketukseen voi muuttaa pito- ja luistoalueen rajaa kuormitushistorian aikana muuttamalla paikallisia kitkaolosuhteita. Tämän rajan siirtyminen voi johtaa useiden säröjen muodostumiseen kosketusalueelle [Waterhouse 1981]. Sama ilmiö oli havaittavissa myös tässä työssä tehdyissä testeissä.

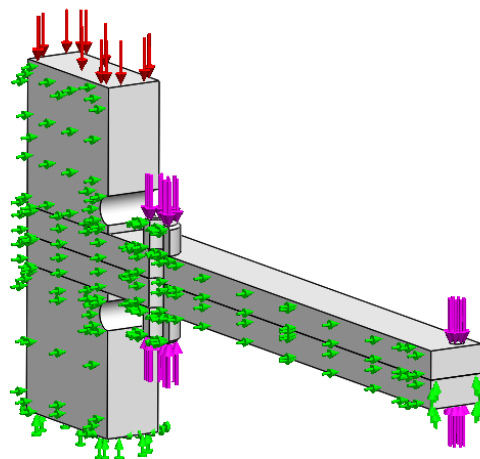
6 JÄNNITYSTILAN TARKASTELU

Kuten aikaisemmin kitkaväsymisestä kerrottiin ja tässä työssä tehdyissä kokeissa osoitettiin, kitkaväsyminen voi aiheuttaa osien vaurioitumisen hyvin alhaisilla jännitystasoilla, eikä väsymismitoitusta voida tehdä normaaliväsymisrajan mukaan. Tässä luvussa on tarkasteltu tarkemmin vaurioitumiseen johtaneen kuormitustilan jännityksiä.

Tarkasteluun otettiin testeissä käytetty keskimäinen 166 MPa jännitysamplitudi 25 kN esikivistystasolla, joka johti kaikissa testeissä koepalkkien vaurioitumiseen ennen katkaisurajaa. Käytetty simulointimalli oli sama, kuin luvussa 4.3.1 esitelty malli ja analysointiin käytettiin SolidWorks-ohjelmistoa. Ainoa muutos simulointimalliin oli kammen kiinnittimen ruuvien esikivistysvoiman lisääminen palkkien vapaaseen päähän.

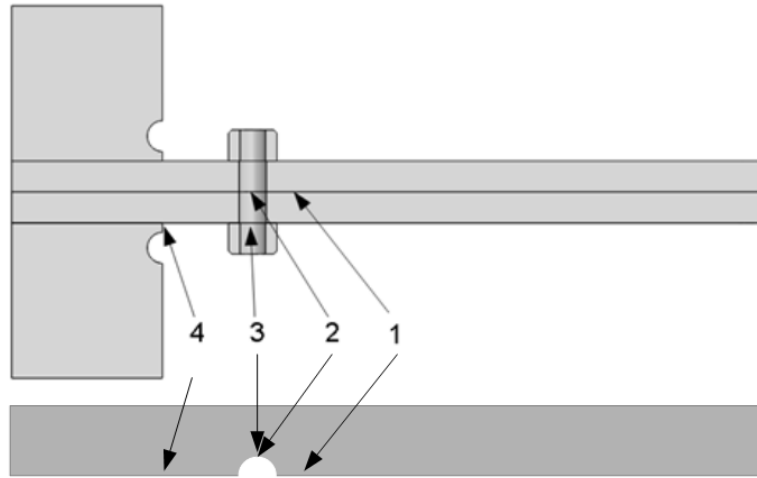
6.1 Simulointimalli ja jännitykset

Simulointimalli analysoitiin lopuksi kitkakertoimilla 0,2 ja 0,8. Korkeampi kitkakerroin vastaa likimain sormus-sormuskoelaitteella mitattua keskimääräistä kitkakerrointa korkeilla kuormitusyhtymäillä [Meriläinen 2014], alempi kitkakerroin vastaavasti teräs-teräsparin kitkakerrointa testin alussa. Simulointimalliin lisättiin kammen kiinnittimen ruuvien 5 kN esikivistysvoima kuvan 80 mukaisesti. Valittu arvo vastaa likimain M5-koon ruuvien maksimi esikivistysvoimaa.



Kuva 80. Lopputarkastelussa käytetty simulointimalli.

Simulointimallin jännitykset poimittiin neljästä eri kohdasta koepalkilta. Kolme pistettä valittiin ruuviliitoksen ympäristöstä, sekä yksi piste valittiin tukipalan reunalta, kiinnityksen juuresta kuvan 81 mukaisesti.



Kuva 81. Jännitystarkasteluun valittujen pisteiden numerointi.

Valituista pisteistä mitattiin jännitykset iso-clipping-työkalulla. Käytetty työkalu toimii siten, että valitaan jännitystaso, jonka alittavat kohdat poistuvat näkyvistä. Näkyviin jäävällä muutaman elementin alueella jännitykset ylittävät tämän valitun raja-arvon. Näin etsittiin sellainen jännitysarvo, joka esiintyy useamman elementin alueella, eikä poimita vain huippuarvoa. Poikkeuksena tarkastelupiste 1, jolle etsittiin samalla työkalulla myös maksimi-arvo. Piste 1 vastaa likimain säröytymiskohdan sijaintia, piste 2 on reiän reunalla tutkittavassa kosketuksessa, piste 3 on vastaavasti reiän reunalla aluslevyn alla. Piste 4 on kiinnityksen reuna tukipalan juuresta.

Tarkastelupisteiden jännitykset koottiin seuraaviin taulukoihin. Taulukossa 10 on näkyvillä testin alkutilannetta vastaavat jännitykset kitkakertoimella 0,2. Piste 1 kohdalle on sulkuihin merkattu myös tarkastelukohdan maksimi-arvo. Jännitysarvot on luettu taivutusamplitudin ääriarvokohdassa.

Taulukko 10. Tarkastelupisteiden jännitykset kitkakertoimella 0,2.

Sijainti	Von Mises [MPa]	σ_x [MPa]	1. Pääjännitys [MPa]
1	105 (114)	110 (112)	110 (112)
2	230	135	150
3	240	70	70
4	135	145	145

Toinen analyysi suoritettiin kitkakertoimella 0,8, jonka tulokset on koottu taulukkoon 11. Suuremmalla kitkakertoimella tarkastelupiste 1, eli säröytymiskohdan jännitysarvot nousevat noin 20 MPa. Vastaavasti reiän reunalla, koepalkkien välissä tarkastelupis-

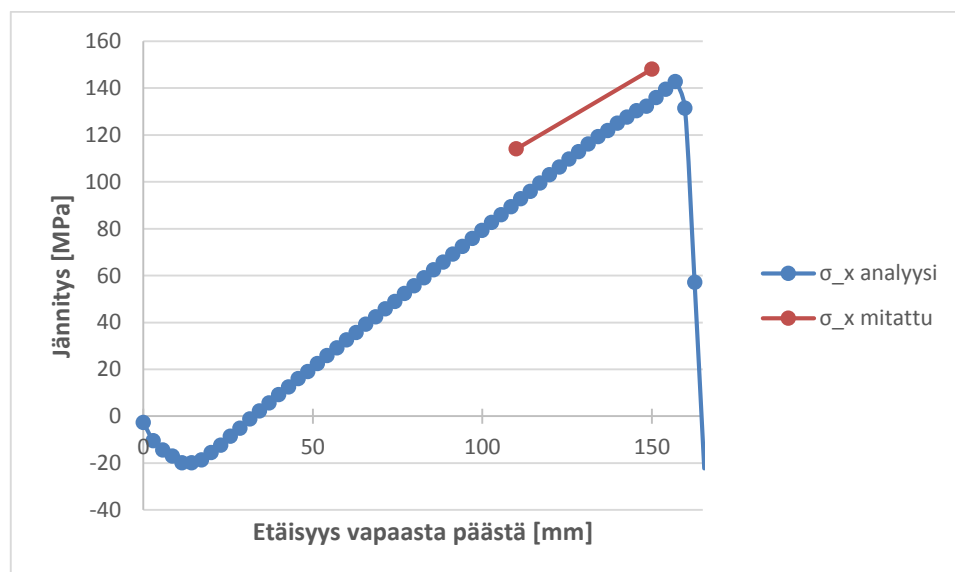
teessä 2, jännitysten arvot laskevat noin 70 MPa. Maksimi-arvot tarkastelupisteelle 1 ovat merkattuna sulkuihin.

Taulukko 11. Tarkastelupisteiden jännitykset kitkakertoimella 0,8.

Sijainti	Von Mises [MPa]	σ_x [MPa]	1. Pääjännitys [MPa]
1	125 (143)	130 (140)	130 (141)
2	160	70	80
3	230	115	95
4	160	170	170

Säröytymiskohdan jännitystila (sijainti 1) on käytännössä 1-akselialinen, sillä Von Mises, x-suuntainen taivutusjännitys, sekä 1. pääjännitys vastaavat likimain toisiaan. Tämä tarkoittaa sitä, että säröytymiskohdassa pinta altistuu lähes puhtaasti vetopuristusjännityksille, koska pulttiliitoksen tuottama y-suuntainen puristava jännitys tällä kohtaa on melko alhainen. Luisto tarkastelupisteessä 1 on analyysin mukaan alhaisemalla 0,2 kitkakertoimella noin 43 μm . Nostettaessa kitkakerroin 0,8 tasolle, luisto laski 26 mikrometriin.

Analysointimallin ja venymäliuskoilla mitattujen jännitysarvojen välillä oli jonkin verran eroa. Virhettä muodostuu ainakin kammen kiinnittimen esikivistysvoiman vaikutuksesta. Simulaation jännityksiä pystyisi ehkä saamaan lähemmäs mitattuja arvoja iteroimalla esikivistysvoimaa ja kitkakerrointa. Tällainen laskentamenetelmän tarkentaminen olisi mielekästä kuitenkin vasta käytettäessä parempaa ohjelmistoa. Mitattujen jännitysarvojen ja analyysin jännitysten arvojen ero näkyy kuvassa 82. Mitatut arvot edustavat liuskojen 2 ja 3 arvoja kyseisellä kuormitustasolla.



Kuva 82. Venymäliuskoilla mitatut jännitykset ja niitä vastaavat analysoinnin jännitysarvot palkin ulkopinnassa.

Mitattujen ja laskennallisten jännitysarvojen välillä palkin pinnalla on noin 10 MPa:n ero, eli analysointi antaa tässä kohtaa noin 7 % pienemmät jännitysarvot. Käytetty analysointimenetelmä toimii siis suuntaa antavana työkaluna jännitysarvoja tarkasteltaessa, koska on mahdollista, että myös pulttiliitoksen alueella tutkittavassa kosketuksessa saadut jännitysarvot ovat todellisuutta matalampia.

Testeissä saatujen mittaustulosten N₂-syklimäärän perusteella kitkaväsymisraja tälle pulttiliitokselle on noin 150 MPa, kun arvo laskettiin keskiarvona mitattujen jännitysarvojen 166 MPa ja 135MPa perusteella (kuva 49). Analysointi tehtiin taivutusamplituditasolla 166 MPa, joka johti testeissä koepalkkien vaurioitumiseen. Jos laskennallisiin säröytymiskohdan jännityksiin lisätään arvioitu 10 % menetelmävirhe, tai vastaavasti käytetään jännitysten maksimiarvoja, saadaan säröytymiskohdan jännitysarvoksi tällöin 140 MPa.

Testeissä käytetyn materiaalin normaaliväsymisrajaksi on aikaisemmin mitattu 493 MPa ja terävän reunan testeissä kitkaväsymisrajaksi 172 MPa [Juoksukangas 2012], joka on nimellinen taivutusjännityksen arvo, joka ei ota huomioon paikallisia jännityskeskittyymiä. Nyt käytetty kosketusgeometria on kuitenkin erilainen, joten tulokset eivät ole suoraan vertailukelpoisia, mutta kitkaväsymisrajan suuruusluokka on kuitenkin melko lähellä. Kitkaväsyminen aiheuttaa siis merkittävän pudotuksen normaaliväsymiseen verrattuna.

7 YHTEENVETO

Tämän työn tarkoituksena oli kehittää mittausjärjestely ruuviliitoksen kitkaväsymisen tarkasteluun, sekä tutkia kokeellisesti keskeisten parametrien vaikutusta kitkaväsymiskään. Lähtökohtana oli olemassa oleva koelaite, jonka mittauslaitteistoa ja kuormitusmekanismeja oli tarkoitus hyödyntää mittauksissa. Suunnittelutyö lähti liikkeelle konseptisuunnitteluvaiheesta, jossa otettiin tarkasteluun kolme erilaista konfiguraatiota. Suunnitelmien pohjalta toteutettiin alustavia testejä, joilla saatiin esille parannuskohteita varsinaisia mittaussarjoja koskien. Tarvittavien muutosten jälkeen varsinaiset koepalat tilattiin ja testit ajettiin suunniteltujen parametrien mukaan. Valittu koejärjestely koostui kahdesta suorakulmion mallisesta päällekkäisestä palkista, jotka olivat liitetty toisiinsa pulttiliitoksella. Palkkiparia kuormitettiin taivuttamalla, joka tuotti tutkittavaan kosketukseen leikkausvoimaa, sekä taivutusjännitystä.

Suunnittelutyön tuloksena syntynyttä koejärjestelyä voi pitää onnistuneena. Koepalkit vaurioituivat kahta poikkeusta lukuun ottamatta halutusta tasomaisesta kosketuskohdasta ja vaadittavat jännitys- ja siirtymämittaukset pystyttiin toteuttamaan suunnitellulla tavalla. Myös pultin voimamittaus onnistui hyvin. Hieman epäonnistuneena toteutuksena voi pitää ainoastaan kuormitusketjun loppupäässä sijainnutta kammen kiinnitintä, joka ei täyttänyt toivetta puristusvoiman minimoinnista. Kammen kiinnittimen toiminnalla ei kuitenkaan lopulta ollut merkittävää negatiivista vaikutusta tulosten suhteen, mutta jatkotestejä ajatellen se olisi järkevä suunnitella uudelleen.

Tehdyissä mittauksissa tutkittiin esikiristyksen, taivutusjännitysamplitudin, kosketuspinta-alan, sekä taivutusjännityksen ja leikkausvoiman suhteen vaikutusta väsymiskään. Esikiristyksen pienentämisen havaittiin kasvattavan väsymiskään. Sama havainto tehtiin myös kasvattamalla aluslevyn kokoa, joka kasvatti kuluneen kosketusalueen kokoa. Sarjassa, jossa reiän paikkaa siirrettiin, eli kasvatettiin luistoa suhteessa taivutusjännitykseen, ei sen suurehkon sisäisen hajonnan takia voi tehdä yksiselitteisiä johtopäätöksiä.

Havainnot vaurion kehittymisestä viittasivat kahdella korkeimmalla taivutusamplituditasolla siihen, että säröt syntyvät taivutusamplitudista riippumatta miltei saman N1-syklimäärän jälkeen. Lopulliseen katkeamiseen, eli N2-syklimäärään taivutusamplitudilla oli kuitenkin selkeä vaikutus. Suurempi taivutusjännitys kykenee kasvattamaan jo syntynyttä makrosäröä nopeammin. Alhaisimmalla 135 MPa taivutusamplituditasolla oltiin jo hyvin lähellä N1-syklimäärän mukaista väsymisrajaa, eli tilannetta, jossa osa

kestäisi näennäisesti äärettömän pitkään. Viidestä alimman taivutusamplitudin testistä 3 osoitti makrosärön ydintymistä, mutta kaikki kestivät katkeamatta 3 miljoonan syklin katkaisurajalle asti.

Säröpintoja ja kulumisalueita tarkasteltaessa havaittiin adheesion olevan hallitseva tekijä vaurion alkuvaiheessa. Kuluminen keskittyy voimakkaasti pistemäisille alueille, sekä pito- ja luistoalueen rajavyöhykkeelle. Tämä rajavyöhyke saattaa myös siirtyä kuormitushistorian edetessä, jos kosketuksen paikalliset kitkaolosuhteet muuttuvat riittävästi. Kitkaolosuhteiden muuttuminen kuormitushistorian aikana havaittiin osalla testipalkeista kulumisjälkiä ja säröytymiskohtia tarkastelemalla. Pienimmällä 20 kN esikiristystasolla havaittiin yhdessä testissä säröytymistä reiän reunalla, palkin pienimmän poikkeileikkauksen kohdalla. Laskennallisesti voitiin todeta, että tämä kohta on palkin rasitetuin kohta pienillä kitkakertoimilla. Lopullinen vaurioituminen tapahtui kuitenkin liitoksen vapaan pään puolelta, palkin keskilinjalla, jossa on palkin rasitetuin kohta suurilla kitkakertoimilla.

Tehtyjen mittausten perusteella voitiin myös todeta se, että suunnitteluvaiheessa käytetty mekaniikkasuunnitteluohjelma, sekä sen analysointiympäristö soveltuivat kitkaväsymiselle alttiin kohdan karkeaan arviointiin. Edellytyksenä kuitenkin oli huomattavasti korkeamman kitkakertoimen käyttäminen (0,5...0,9), kuin tavanomaisesti koneensuunnittelussa teräs-teräsparille käytetään. Vaurioitumiskohdan jännityksiä tarkasteltaessa oli myös otettava huomioon kitkaväsymiselle altistuvan kohdan alhaisempi väsymisraja.

LÄHTEET

Airila, M. 2010. Koneenosien suunnittelu. WSOYpro Oy, Helsinki. 796 s.

Benhaddou, T., Chirol, A., Daidie, A et al. 2014. Pre-tensioning effect on fatigue life of bolted shear joints. Aerospace Science and Technology [verkkolehti]. 8 pp. 36-43. [viitattu 2.10.2014]. Saatavissa rajoitetuin oikeuksin: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1270963814000431>

Benhamena, A., Talha, A., Benseddig, N. et al. 2010 .Effect of clamping force on fretting fatigue behaviour of bolted assemblies: Case of couple steel–aluminium. Materials Science and Engineering [verkkolehti] 9 pp. 6413-6421 [viitattu 2.10.2010]. Saatavissa rajoitetuin oikeuksin: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0921509310007136>

Benhamena, A., Amrouche A., Talha, A. et al. 2012. Effect of contact forces on fretting fatigue behavior of bolted plates: Numerical and experimental analysis. Tribology International. [verkkolehti]. 9pp. 137-245. [viitattu 3.10.2014]. Saatavissa rajoitetuin oikeuksin: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X11003616>

Chakherlou, T., Razavi, M.J., Aghdam, A.B., Abazadeh, B. 2011. An experimental investigation of the bolt clamping force and friction effect on the fatigue behavior of aluminum alloy 2024-T3 double shear lap joint. Materials & Design Volume 32. [verkkolehti] 9 pp. 4641-4649. [viitattu 1.12.2014]. Saatavissa rajoitetuin oikeuksin: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0261306911002779>

Chakherlou, T., Shakouri, M., Akbari, A. et al. 2012. Effect of cold expansion and bolt clamping on fretting fatigue behavior of Al 2024-T3 in double shear lap joints. Engineering Failure Analysis. 13pp. 29-41 [verkkolehti]. [Viitattu 3.10.2014]. Saatavissa rajoitetuin oikeuksin: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1350630712000672>

Churchmann, C., Hills, D. 2006. General results for complete contacts subject to oscillatory shear. Journal of the Mechanics and Physics of Solids. [verkkolehti]. 17pp. 1186-1205. [viitattu 13.6.2014]. Saatavissa rajoitetuin oikeuksin: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0022509606000020>

Hills, D.A. & Nowell, D. 1994. Mechanics of fretting fatigue. Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, Germany. 236 pp.

Johnson, K. L. 1985. Contact Mechanics. [verkkokirja] Cambridge etc., Cambridge University Press. XII, 452 pp. Saatavissa rajoitetuin oikeuksin: <http://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1002/zamm.19890690713/abstract>

Juoksukangas, J., Lehtovaara, A., Mäntylä, A. 2012. Development of a complete contact fretting test device. Proc. IMechE, Part J: J. Engineering Tribology 227(6). pp.570-578.

Kortelainen, J. 2009. Koelaitteen kehittäminen kitkaväsymisen tutkimiseen taso-tasokosketuksessa. Diplomityö. Tampereen teknillinen yliopisto. 77s.

Koivula T. 2012. Kuulapuhalluksen ja typetyksen vaikutus nuorrutusteräksen kitkaväysmiseen. Diplomityö. Tampereen teknillinen yliopisto. 115s.

Kuhn, H., Medlin, D. 2000. ASM Handbook, Volume 08 - Mechanical Testing and Evaluation 959pp. [Verkkokirja]. [viitattu 12.11.2014]. Saatavissa rajoitetuin oikeuksin: http://app.knovel.com/web/toc.v/cid:kpASMHVMT2/viewerType:toc/root_slug:asm-handbook-volume-08/url_slug:kt007ON1Y3?b-q=Gaul%20Duquette%20&b-subscription=TRUE&b-group-by=true&b-sort-on=default

Kyowa. 2014. Strain gages. [PDF]. [viitattu 3.9.2014]. Saatavissa: http://www.kyowa-ei.com/eng/support/download/catalog/strain_gage/index.html

Maryland Metrics. [Kuva]. [Viitattu 16.6.2014]. Saatavissa: <http://mdmetric.com/nordlock/Nord-Lock%20-%20Junker%20test%20principle.htm>

Meriläinen, J. 2014. Koelaitteen kehittäminen kitkaväsymisen tutkimiseen ilman reuna-vaikutuksia kosketuksen luistosuunnassa. Diplomityö. Tampereen teknillinen yliopisto. 74 s.

NordLock [www-sivu]. [Viitattu 1.12.2014]. Saatavissa: <http://www.nord-lock.com/fi/nord-lock/wedge-locking/washers/torque-guidelines/>

Norton, Robert L. 2011. Machine Design: An Integrated Approach, 4th edition. Pearson, Boston. 1008pp.

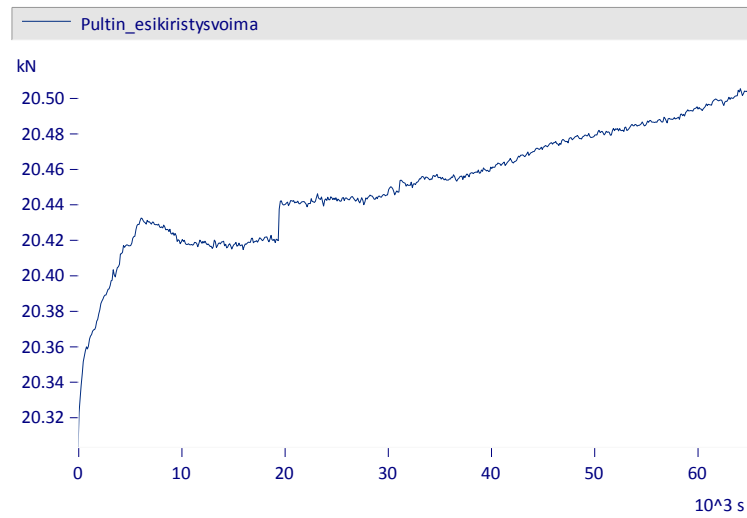
Salmi, T., Pajunen, S. 2010. Lujuusoppi. Pressus Oy, Tampere. 462s.

Stachowiak, G. Batchelor, A. Engineerin Tribology, 4th Edition. 2014.[verkkokirja]. Butterworth-Heinemann, Oxford, England. 823pp. [viitattu 7.10.2014]. Saatavissa rajoitetuin oikeuksin: <http://app.knovel.com/hotlink/toc/id:kpETE00005/engineering-tribology/engineering-tribology>

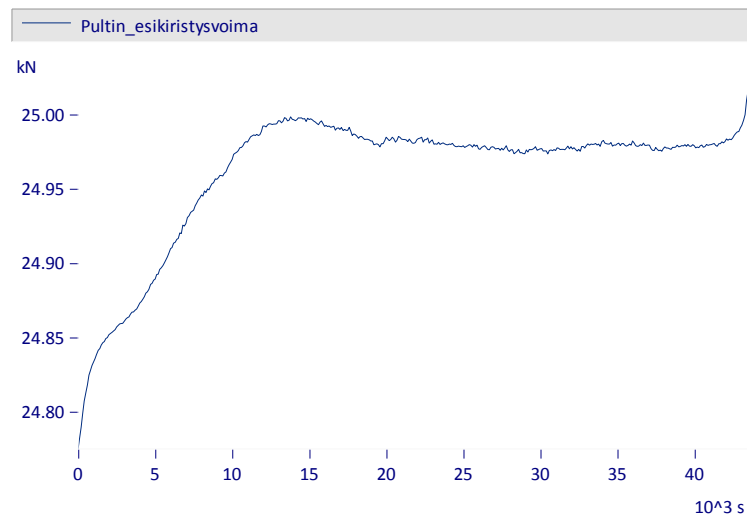
Ukranian Library for Schools. [Kuva]. [Viitattu 13.10.2014]. Saatavissa: <http://collections.infocollections.org/ukedu/en/d/Jgtz120ae/7.html>

Waterhouse, R. 1981. Fretting fatigue. Applied Science Publishers Ltd, Barking, England. 244 pp.

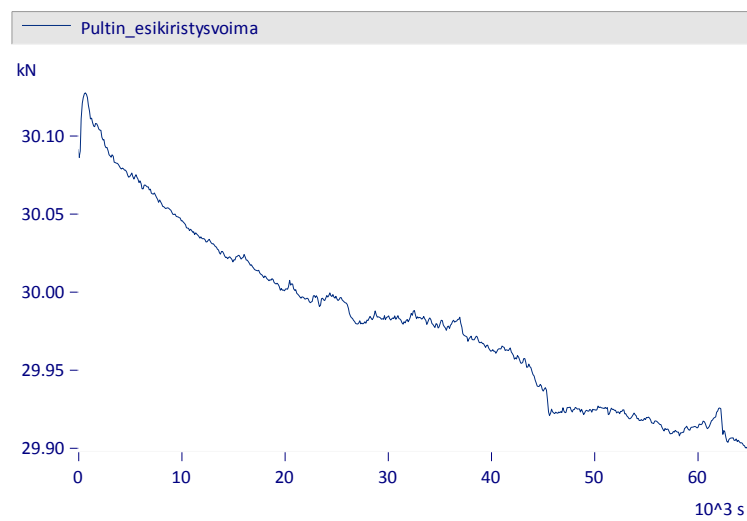
Liite 1: Esikiristysvoiman mittasignaaleja



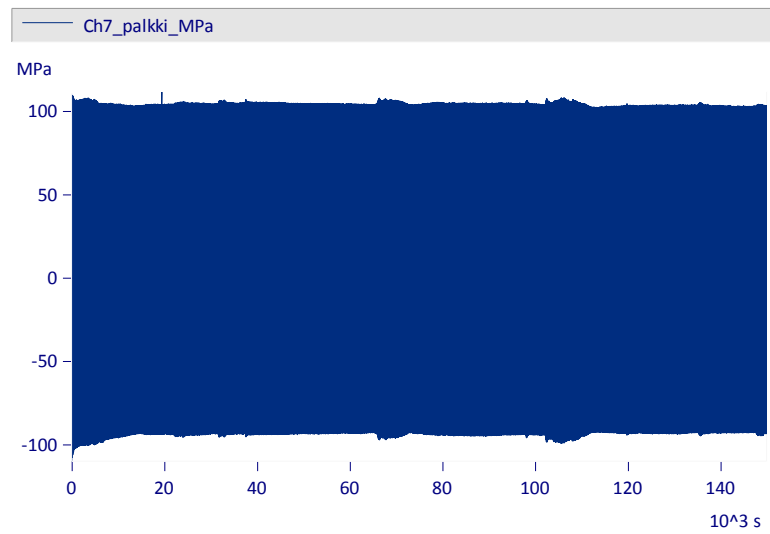
Sarja 1, 135 MPa/20 kN



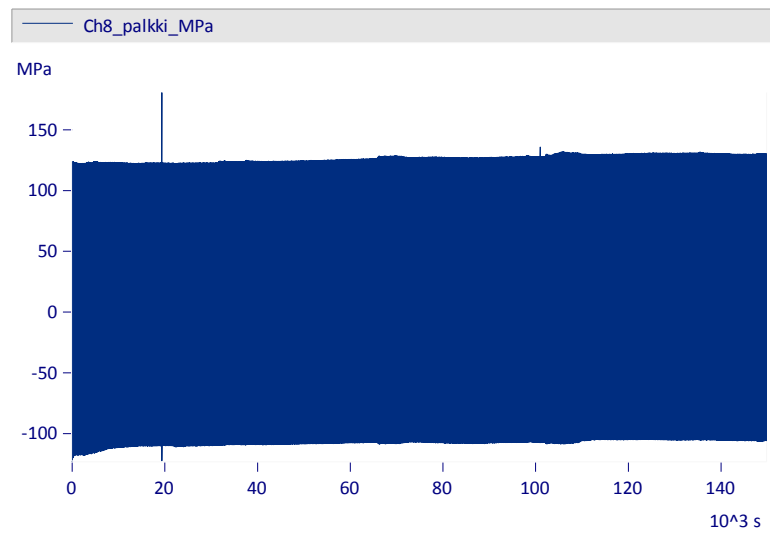
Sarja 2, 166 MPa/25 kN



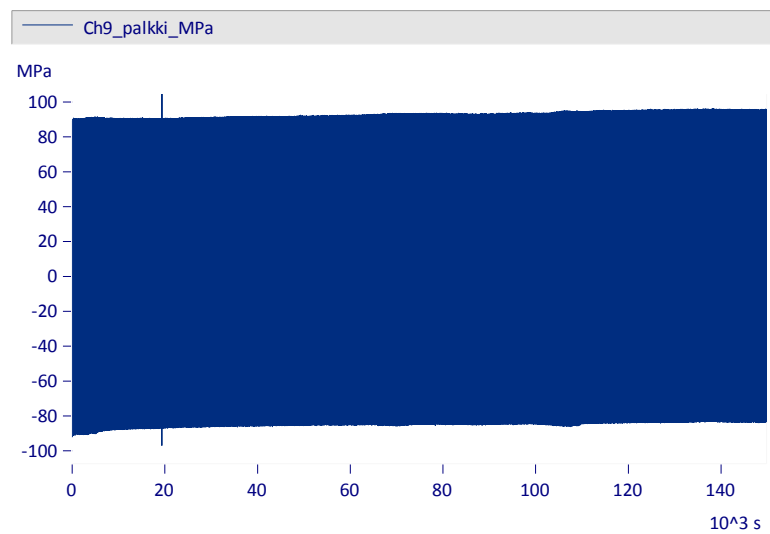
Sarja 1, 166 MPa/25 kN

Liite 2: Venymäliuskasignaalit, sarja 1, 135 MPa/25 kN

Liuska 1, palkin tyvessä



Liuska 2, pultin vapaalla puolella



Liuska 3, vapaa pää

Liite 3: Koepalkin mittapiirros

